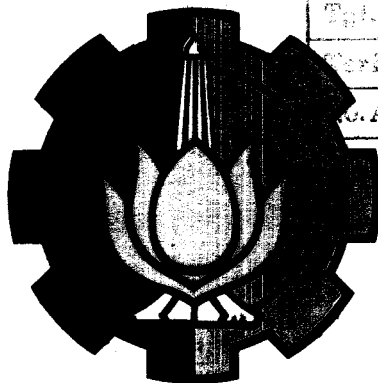


4908/05/H/92 ✓

TUGAS AKHIR (TN 1701)

STUDI KASUS TENTANG PENGANTIAN DAN PEMILIHAN MESIN YANG SESUAI PADA KAPAL TUG BOAT BROMO



PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Pinjam	12 NOV 1992
Pinjam Dari	IT
No. Agenda Prp.	285 / TA.

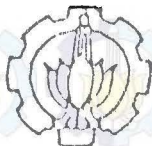
623.823.2
Sug
S-1
1092

Oleh :

Triyasmu Sugiyantoro

Nrp. 4864200139

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1992



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

Kampus ITS Sukolilo Surabaya 60111 Telp. 597254 & 597274 Pes. 261-262 Telex. 34224

TUGAS AKHIR (TN 1701)

Nama : TRIYASMO SUGIYANTORO NRP : 4864200139...
Tahap : SARJANA Tahun Kuliah : 1991...1992...
Tgl. diberikan Tugas: 7...10...1991 Tgl. diselesaikan Tugas: 18...1...1992

Data-data untuk Tugas :

1. Type Kapal : TANKER 2. Kecepatan : 14 Knot
3. Radius Pelayaran : SURABAYA-SINGAPURA
4. Data-data lainnya : LOA = 91,8 m; LWL = 86,6 m; LPP = 82,79 m
B = 14,47 m; H = 7,86 m; T = 6,43 m

JENIS TUGAS :

A. Perencanaan Kamar Mesin/Sistem Perpipaan :

I. Tugas Wajib

1. Sistem pipa kapal (ship board systems)
 - 1.1. Sistem pipa ballast
 - 1.2. Sistem pipa bilir
 - 1.3. Sistem pipa sanitasi
 - 1.4. Sistem pipa kebakaran.
2. Sistem pipa mesin (propulsion systems)
 - 2.1. Sistem pipa bahan bakar
 - 2.2. Sistem pipa pelumas
 - 2.3. Sistem pipa pendingin
 - 2.4. Sistem pipa udara tekanan tinggi.
3. Perhitungan daya motor dan gambar tata letak kamar mesin (lay-out).
 - 3.1. Motor induk
 - 3.2. Motor bantu
 - 3.3. Tata letak kamar mesin (lay-out).

II. Tugas Tambahan (pilihlah satu)

1. Sistem pipa khusus :
 - 1.1. SISTEM PEMUATAN MINYAK
2. Gambar Isometric untuk sistem pipa :
 - 2.1.

B. Karya Tulis (Skripsi) :

" STUDI KASUS TENTANG PENGGANTIAN DAN PEMILIHAN MESIN
YANG SESUAI PADA KAPAL TUG BOAT BROMO "

Dosen pembimbing,

Mahasiswa,

Kajur,

Ir. ALI WIDODO

NIP.: 131 474 402

TRİYASMO SUGIYANTORO BANG SUPANGKAT

NIP.: 4864200139

NIP.: 130 355 208



TUGAS AKHIR (TN 1701)

STUDI KASUS TENTANG PENGGANTIAN DAN PEMILIHAN MESIN YANG SESUAI PADA KAPAL TUG BOAT BROMO

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik Permesinan Kapal
Pada
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

**Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing**



Ir. ALIM WIDODO

NIP 131 474 402

SURABAYA

Nopember, 1992

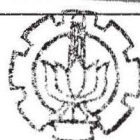
KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur Alhamdulillah ke hadirat Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karuniaNya sehingga penulis telah berhasil menyelesaikan tugas akhir ini.

Adapun penyusunan tugas akhir ini dilakukan dalam rangka memenuhi persyaratan akademis di Fakultas Teknologi Kelautan jurusan Teknik Permesinan Kapal, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Bentuk dari tugas akhir ini adalah "STUDI KASUS PENGANTIAN DAN PEMILIHAN MESIN YANG OPTIMUM PADA KAPAL TUG BOAT BROMO".

Dengan selesainya tugas akhir ini penulis mengucapkan terima kasih atas segala bantuan yang telah diberikan, kepada:

1. Bapak Ir. Bambang Supangkat selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
2. Bapak Ir. Alim Widodo sebagai Dosen Pembimbing pada penulisan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. I Wayan Lingga sebagai Dosen Wali.



4. Ayah , Ibu serta saudara-saudaraku yang telah memberikan dorongan semangat.

5. Rekan-rekan yang telah ikut membantu penyelesaian tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan tugas akhir ini masih banyak kekurangannya, oleh karenanya penulis mengharapkan saran-saran dan kritik yang sifatnya membangun demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata penulis mohon maaf apabila ada kesalahan dalam penulisan tugas akhir ini.

Surabaya, 15 July 1992

Penulis,

(TRIYASMO SUGIYANTORO)

DAFTAR ISI	hal
LEMBAR PENGESAHAN	
SURAT TUGAS	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR NOTASI	vii
DAFTAR GAMBAR/GRAFIK	xiii
BAB I : PENDAHULUAN	
II.1. Latar Belakang	I- 1
II.2. Tujuan masalah	I- 2
II.3. Batasan Masalah	I- 3
II.4. Metode Penulisan	I- 3
BAB II : SISTEM PERMESINAN DAN PROPELLER PADA KAPAL	
TUG BOAT " BROMO "	
II.1. Sistem Permesinan Kapal	II- 1
II.1.1. Sistem Permesinan Utama/Induk	II- 1
II.1.2. Sistem Permesinan Bantu	II- 2
II.2. Propeller Yang Digunakan Pada Kapal	II- 3
II.2.1. Fixed Pitch Propeller	II- 3
II.2.2. Controllable Pitch Propeller	II- 3
BAB III : PERHITUNGAN TAHANAN KAPAL DAN DAYA MOTOR	
PENGGERAK UTAMA KAPAL	

III.1 Perhitungan Tahanan Kapal Dengan

Metode SV.AA. Harvald III- 1

III.1.1. Letak Titik Tekan Keatas

Terhadap Midship Section

(LCB)..... III- 1

III.1.2. Koeffisien Prismatic Me-

manjang III- 2

III.1.3. Breath-Drought Ratio.... III- 2

III.1.4. Volume Displacement III- 2

III.1.5. Displacement Kapal III- 2

III.1.6. Luas Permukaan Basah ... III- 2

III.1.7. Length olume Displacement
Ratio III- 3

III.1.8. Froude Number III- 3

III.1.9. Speed-Length Ratio III- 3

III.1.10. Perhitungan Tahanan Sisa III- 3

III.1.11. Jumlah Total Tahanan Sisa. III- 5

III.1.12. Incremental Resistance .. III- 5

III.1.13. Air Resistance And Steering
Resistance III- 6

III.1.14. Tahanan Gesek III- 6

III.1.15. Total Tahanan Yang Bekerja
Pada Kapal III- 6

III.2. Perhitungan Tahanan Dengan I.W.Lap. III- 7

III.2.1. Letak Titik Tekan Ke Atas Terhadap Midship Section (LCB)	III- 7
III.2.2. Luas Permukaan Basah	III- 7
III.2.3. Luas Midship	III- 7
III.2.4. Parameter Bentuk Badan Kapal Dalam Hubungannya Dengan Tahanan Sisa Kapal.	III- 7
III.2.5. Tahanan Sisa Spesifik	III- 7
III.2.6. Spesifik Frictional Resistance	III- 9
III.2.7. Total Spesifik Resistance..	III- 9
III.3.Effisiensi Propeller	III- 9
III.3.1. Hull Efisiensi	III-11
III.3.2. Relative Rotative Effisiensi.	III-12
III.4.Perhitungan Daya Efektif Pada Keadaan Percobaan Dan Keadaan Sebenarnya ...	III-13
III.4.1. Kondisi Percobaan	III-13
III.4.2. Perhitungan BHP Motor Induk.	III-13
III.5.Pengujian Kavitasasi	III-14
BAB IV : GETARAN YANG TERJADI PADA SISTEM PROPULSI	
IV.1.Terminologi Getaran	IV- 1
IV.2.Isolasi Getaran	IV- 4
IV.3.Getaran Longitudinal Pada Sistem	

Propulsi	IV- 5
IV.4. Getaran Torsional Pada Sistem	
Propulsi	IV-12
IV.4.1. Momen Inersia	IV-15
IV.4.2. Kekakuan Poros	IV-16
BAB V : PERHITUNGAN DAYA MOTOR PENGGERAK UTAMA KAPAL	
V.1. Data-Data Utama Kapal	V - 1
V.2. Perhitungan Penentuan Parameter Pembantu Bahasan	V - 1
V.2.1. Letak Titik Tekan Ke Atas Terhadap Midship Section (LCB)	V - 1
V.2.2. Koefisien Prismatic Memanjang.	V - 2
V.2.3. Breath-Drought Ratio.....	V - 2
V.2.4. Volume Displacement	V - 3
V.2.5. Displacement Kapal	V - 3
V.2.6. Luas Permukaan Basah	V - 3
V.2.7. Length Volume Displacement Ratio	V - 3
V.2.8. Froude Number	V - 4
V.2.9. Speed-Length Ratio	V - 4
V.3. Perhitungan Tahanan Sisa	V - 4
V.3.1. Perhitungan Tahanan Sisa.. Standart	V - 4
V.3.2. Harga Koreksi-Koreksi	V - 6
V.3.3. Jumlah Total Tahanan Sisa.	V - 8
V.4. Incremental Resistance	V - 8
V.5. Air Resistance And Steering Resistance.	V - 9

V.6. Tahanan Gesek	V - 9
V.7. Total Tahanan Yang Bekerja Pada Kapal.	V -10
V.8. Perhitungan Daya Efektif Pada Keadaan Percobaan Dan Keadaan Sebenarnya	V -11
V.9. Perhitungan Effisiensi Propeller	V -12
V.10. Perhitungan BHP Motor Induk	V -13
V.5. Pengujian Kavitasi	V -15
BAB VI : ANALISA PERHITUNGAN GETARAN PADA SISTEM PRO- PULSI	
VI .1. Getaran Longitudinal	VI - 1
VI .2. Getaran Pada Sistem Propulsi	VI - 2
VI.2.1. Momen Inersia	VI - 2
VI.2.2. Kekakuan Pegas Poros	VI - 6
VI.2.3. Harga Frekuensi natural Sistem Propulsi	VI - 8
VI .3. Gaya Yang Diteruskan Pada Pondasi Mesin	VI - 9
BAB VII : ANALISA PEMILIHAN MESIN PADA KAPAL TUG BOAT " BROMO "	
VII.1. Dasar Pemilihan Mesin	VII- 1
VII.2. Pemilihan Jenis mesin	VII- 3
BAB VIII : KESIMPULAN DAN PENUTUP	
VIII.1. Kesimpulan	VIII- 1
VIII.2. Penutup	VIII- 2
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR \ GRAFIK

hal

1. GAMBAR DETAIL KONSTRUKSI DARI C.P.P	II -7
2. GAMBAR NILAI RATA-RATA GELOMBANG SINUS YANG DIREKTIFIKASI.....	IV -2
3. GAMBAR SISTEM PROPULSI KAPAL SECARA SEDERHANA....	IV -6
4. GAMBAR PENYEDERHANAAN SISTEM PROPULSI.....	IV -6
5. GAMBAR DAERAH WAKE PADA PROPELLER.....	IV -7
6. GAMBAR GRAFIK FUNGSI PUTARAN PROPELLER DENGAN WAKTU	IV -8
7. GAMBAR RESULTAN MOMEN SISTEM PROPULSI	IV -12
8. GAMBAR RESULTAN GAYA DAN MOMEN PADA PROPELLER....	IV -13
9. GAMBAR EKIVALEN DARI SISTEM PROPULSI	IV -14
10. GAMBAR UKURAN DARI CRANK SHAFT	IV -18

DAFTAR NOTASI

A	= Luasan permukaan.
A	= Amplitudo getaran
B	= Lebar kapal, m
BHP	= Brake Horse Power, HP
BHP'	= BHP \ jumlah silinder
C	= Faktor bentuk tonjolan pada dinding kapal luar
Ca	= Incremental resistance
Caa	= Koefisien tahanan udara
Cas	= Koefisien tahanan kemudi
Cb	= Koefisien block
CF	= Koefisien tahanan gesek
Cm	= Koefisien midship
CR	= Gaya pada kemudi, kg
Cr	= Koefisien tahanan sisa
Cl	= Koefisien tahanan total
Cw	= Koreksi faktor bahan
D	= Displacemen kapal, ton
DHP	= Delivery Horse Power, hp
d	= Diameter Propeller
Db	= Decibel
EHP	= Effectif horse power, hp

E	= Modulus Elastisitas
E	= Tinggi Poros dari base line
F_n	= Froude Number
F_i	= Kebutuhan Bahan Bakar Spesifik
F	= Kebutuhan Bahan Bakar
F_a	= Luas dari Daun Propeller
F_p	= Luas Proyeksi Daun
F_p'	= Luas koreksi proyeksi daun
F_T	= Gaya pengganggu
f_n	= Frekuensi dari sistem
G	= Modulus Elastisitas geser poros
g	= Percepatan gravitasi, m/s^2
H	= Tinggi kapal, m
H	= Tinggi Gelombang
h	= Water Load diatas sumbu poros
J	= Momen Inersia
K	= Kekakuan Poros bahan
k_c	= Faktor koreksi cuaca
k_m	= Faktor koreksi letak mesin
k_1	= Eksponen Adiabatis saat kompresi
k_2	= Eksponen adiabatis proses ekspansi
L	= Panjang pondasi, m
LCB	= Letak titik tekan ke atas dari midship, m

Lpp	= Panjang antara 2 garis tegak kapal, m
L'	= Kebutuhan udara teoritis
Lo	= Kebutuhan udara teoritis untuk pembakaran
LWL	= Length water line, m
n	= Ratio Gear
N	= Jumlah Daun Propeller
M	= Massa benda
N	= Putaran poros pompa Injeksi, Rpm
n1	= Eksponen adiabatik proses kompresi
n2	= Eksponen adiabatik proses ekspansi
Pa	= Tekanan awal kompresi
Pi	= Indicated Mean Effektiv Pressure
Pit	= Berat rantai per meter, kg
PC	= Koefisien propulsi
P	= Daya motor
Pc	= Tekanan saat kompresi
Pb	= Tekanan Akhir Gas Ekspansi
Po	= Tekanan Udara Luar
Pz	= Tekanan akhir pembakaran
Q	= Kebutuhan Bahan Bakar Spesifik per langkah
RT	= Tahanan total kapal
S	= Luas permukaan basah, m ²
SFOC	= Pemakaian bahan bakar spesifik, gr/bhp.hr

T = Momen torsi, kg.m

T = Sarat kapal, m

THP = Thrust horse power, hp

t = Thrust deduction factor

T_a = Temperatur awal kompresi

T_o = Temperatur udara luar

T_z = Temperatur akhir pembakaran

V_a = Speed of advance, knot

V_s = Kecepatan kapal, knot

W = Berat, kg

w = Wake fraction

X = Amplitudo

∇ = Volume displacement, m³

α = Faktor perbandingan komposisi udara

β = Koefisien midship

ϵ = Perbandingan kompresi

γ_r = Koeffisien gas buang

δ = Koefisien block

λ = Koefisien gesekan

λ = Perbandingan kenaikan tekanan

μ_o = Koeffisiensi kimia molar

μ = Koeffisiensi molar

ρ = Koefisien prismatik

η_{ch} = Efisiensi pengisian udara dari luar

η_m = Efisiensi mekanis

ρ = Massa jenis, kg/m^3

γ = Spesifik gravitasi Fuel, kgf/m^3

ν = Viskositas Fuel Oil

ρ = Perbandingan ekspansi awal

δ = Perbandingan ekspansi akhir

Λ = Perbandingan lebar dengan luas daun kemudi

BAB I PENDAHULUAN

1.2. LATAR BELAKANG

Dengan makin pesatnya perkembangan di dunia kelautan, tak heran lagi bilamana pada akhir ini banyak dikembangkan cara pembuatan kapal yang lebih baik sehingga dapat memproduksi berbagai bentuk kapal yang berkualitas dalam jumlah besar.

Selain mengembangkan proses cara pembuatan kapal, adalah dengan mengadakan perbaikan dan perawatan pada kapal-kapal yang sudah lama sehingga akan dapat difungsikan dengan baik tanpa lebih banyak mengeluarkan biaya dibandingkan dengan pembuatan kapal yang baru. Adapun dengan melakukan perawatan dan perbaikan kapal yang lama adalah diantaranya mengurangi biaya-biaya antara lain biaya : pembuatan lambung kapal, pembuatan geladak, pembuatan bangunan atas kapal, sewa galangan, pemakaian listrik, dan lain-lainnya.

Di Perusahaan PT.PAL, pada saat ini sedang



MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

melaksanakan penggantian mesin pada kapal TUG BOAT BROMO, sehingga hal ini merupakan kesempatan yang baik bagi saya untuk merencanakan besarnya tenaga yang dibutuhkan oleh propeller untuk mendorong kapal bergerak maju maupun mundur dan juga memilih jenis mesin yang sesuai sehingga dapat memungkinkan beroperasi lebih dari semula.

Seperti kita ketahui, bahwa fungsi dari kapal jenis TUG BOAT adalah untuk menarik dan memandu baik kapal-kapal yang akan berlabuh maupun bersandar supaya lalu lintas disekitar pelabuhan menjadi teratur. Karakteristik dari kapal ini adalah suatu kapal yang digerakkan oleh dua propeller (Twin Screw), dengan masing-masing berjenis Controller Pitch Propeller (CPP). Kapal direncanakan di Jepang yang dilaksanakan pada tahun 1961.

1.2. TUJUAN MASALAH

Adapun tujuan masalah dari Tugas akhir ini, pada dasarnya adalah untuk merencanakan dan memilih jenis mesin yang akan digunakan pada kapal " TUG BOAT BROMO ", dengan memperhatikan beberapa pertimbangan-pertimbangan untuk mencapai tujuan yang diinginkan.

1.3. BATASAN MASALAH

Pada Tugas akhir ini, penyusun memberikan batasan permasalahan supaya lebih terarah dan sesuai dengan tujuan yang kitainginkan. Diantaranya adalah sebagai berikut :

- Menghitung besarnya kebutuhan tenaga yang digunakan oleh mesin induk.
- Menghitung besarnya harga tahanan kapal menurut berdasarkan perhitungan metode Havard.
- Menghitung gaya yang diterima oleh pondasi kamar mesin akibat adanya pengaruh getaran mesin.
- Tidak membahas masalah pemilihan mesin dengan mempertimbangkan segi ekonomis.
- Menentukan nilai batas kebisingan yang dicapai oleh mesin pada sistem propulsi
- Menghitung getaran baik yang longitudinal maupun torsional pada sistem propulsi kapal.
- Tidak menghitung kebutuhan pemakaian bahan bakar pada masing-masing mesin.

1.4. METODE PENULISAN

- STUDI LITERATUR

Studi literatur mengambil dari berbagai buku demi menunjang kelancaran dari penyelesaian Tugas Akhir ini.

- STUDI LAPANGAN

Dengan data-data dari lapangan yang mengambil dari Perusahaan P.T P.A.L Indonesia, mengenai data ukuran dari kapal kapal Tug Boat " BROMO "

- STUDI ANALISA

Dengan mengadakan analisa perhitungan yang diantaranya ialah :

- Perhitungan tahanan Kapal
- Perhitungan Daya motor penggerak kapal
- Getaran yang terjadi di kapal dengan mencari harga frekuensinatural dari sistem dan mesin itu sendiri.
- Analisa pertimbangan dalam pemilihan mesin.

Dengan mengambil contoh data 4 buah mesin yang kami pilih diantaranya mesin :

- | | | | |
|------------------------|---|-----|----|
| - CATERPILLAR G379 | : | 415 | HP |
| - CATERPILLAR 3412-V12 | : | 425 | HP |
| - WARTSILA 4R22 | : | 788 | HP |
| - DAIHATSU PKTdm-16A | : | 400 | HP |

Adapun dasar pemilihan data-data mesin adalah dengan mempertimbangkan antara lain :

- Dimensi ukuran mesin sesuai untuk dipasangkan pada pondasi kamar mesin kapal.
- Spare part mesin mudah didapat dipasaran , sehingga mudah dalam perawatan.
- Putaran mesin harus dapat mensuplay daya pada propeller sesuai putaran yang diinginkan sebesar

250 sampai 360 RPM.

- Mampu mensuplay daya untuk menggerakkan propeller dengan kebutuhan lebih kurang 400 HP.

B A B II

SISTEM PERMESINAN DAN PROPELLER PADA KAPAL

TUG BOAT BROMO

2.1. SISTEM PERMESINAN KAPAL

Sistem permesinan kapal umumnya terdiri dari :

Sistem Permesinan Utama (Main Engine)

Sistem Permesinan Bantu (Auxiallary Engine)

2.1.1. Sistem Permesinan Utama/Induk

Sistem ini bertujuan untuk menggerakkan propeller akan mendorong kapal bergerak maju. Adapun jenis mesin yang digunakan umumnya antara lain motor : Diesel, turbin uap, dan turbin gas. Untuk menggunakan mesin-mesin tersebut umumnya memakai reduction gear karena putaran mesin diatas 500RPM, sedangkan untuk kapal yang besar biasanya putaran propellernya rendah ($N < 500 \text{ RPM}$).

Arah putaran motor Diesel mempunyai 2 jenis yaitu : Non Reversible dan Reversible. Untuk Reversible motor Diesel tak memerlukan lagi pembalik putaran , karenamotor tersebut dapat digunakan dengan 2 arah putaran yang berbeda, yaitu biasanya dengan cara merubah kedudukan

camshaft dan mengatur timing pembakaran pada peralatan mesinnya.

2.1.2. Sistem Permesinan Bantu

Sistem ini dipakai untuk mensuply kebutuhan tenaga listrik demi kelayakan kapal sehingga membantu dalam pelayarannya. Kebutuhan tenaga listrik di kapal umumnya disuply oleh motor diesel atau dapat juga menggunakan turbin uap dan turbin gas untuk kapal-kapal yang besar. Motor diesel tersebut dipasang paralel, jika membutuhkan mesin diesel lebih dari satu. Ini disebabkan di kapal membutuhkan tenaga listrik yang besar sedangkan voltage harus tetap.

Tenaga listrik dari mesin bantu biasanya dipakai untuk kebutuhan diantaranya untuk :

- penerangan listrik kapal
- pompa-pompa diantaranya pompa balast, bilge, sanitary, fire pump, cargo pump , dan lain-lainnya.
- pompa-pompa untuk kebutuhan mesin utama (Main Engine) yang diantaranya pompa : bahan bakar, pelumas, sistem pendingin, dan lain-lainnya.

2.2. PROPELLER YANG DIGUNAKAN PADA KAPAL

Propeller yang dipakai pada kapal terdiri dari :

- Fixed pitch propeller dan
- Controller pitch propeller

2.2.1. Fixed Pitch Propeller

Sistem dari propeller adalah propeller ini berputar pada pitch yang tetap , sehingga pengaturan kecepatan dan arah putaran dari propeller harus menggunakan reduction gear. Keuntungan dari sistem ini adalah sistem lebih sederhana dan diameter propeller relatif lebih kecil (tanpa ada lubang didalam poros propeller.

Propeller jenis ini digunakan untuk kapal yang mempunyai jalur pelayaran yang jauh dan laut yang luas , karena olah gerakanya relatif jelek.

2.2.2. Controllable Pitch Propeller

A. Prinsip Kerja Pada Sistem C.P.P.

Prinsip/cara kerja dari sistem *Controller Pitch Propeller* (C.P.P) pada dasarnya digunakan untuk menggerakkan daun propeller pada pitch yang diinginkan

dengan perantaraan pergerakan servomotor piston. Umpan balik pergerakan ini kemudian dikirim lagi ke pusat kendali lainnya untuk menunjukkan posisi daun propeller dalam menentukan besarnya pitch.

Rangkaian proses tersebut dapat diterangkan sebagai berikut:

Sinyal-sinyal perintah dari anjungan untuk pengaturan pitch diterima, diperkuat, dan kemudian ditransfer secara mekanis ke pilot valve. Pilot valve menggerakkan control valve utama yang mengikuti setiap pergerakan tuas perintah (command lever) dan mendistribusikan oil bertekanan yang disupply oleh screw type pump. Oil bertekanan tersebut disalurkan ke servomotor cylinder melalui saluran double oil tube yang mengikuti setiap gerakan servo motor piston pada arah yang diinginkan. Servomotor piston ini melalui adjusting crank akan memutar daun propeller pada keadaan pitch yang diinginkan. Gerakan oil tube ini menjalankan sistem umpan balik mekanis (Feedback Linkage) yang menggerakkan kembali control valve ke posisi netral/tengah setelah mencapai posisi daun yang diinginkan. Akibatnya supply oil menuju servomotor piston

dihentikan. Dengan cara ini setiap pisisi tuas perintah menentukan posisi yang berhubungan dari servomotor piston dan kemudian pitch propeller. Dengan menggunakan kam yang dipasang pada poros umpan balik (Feedback Shaft), sebuah signal transmitter digerakkan untuk mengirimkan pitch yang sebenarnya ke indikator pada pusat kendali.

B. Bagian-Bagian Dari Peralatan C.P.P

Pada pembahasan berikut ini, pembagian dari sistem C.P.P akan dikelompokkan dalam 5 bagian utama, antara lain sebagai berikut :

KETERANGAN GAMBAR

I. PROPELLER

1. Propeller blade
2. Blade seal
3. Double supported blade trunnion
4. Adjusting crank
5. Trunnion nut
6. Link

IV. HYDRAULIC CONTROL SYSTEM

23. Main and standby control oil pump with electric motor
24. Suction tank (yard's supply)
25. Head oil tank
26. Oil filter

7. Cross head with double
supported adjusting rod

8. Servomotor piston

9. Propeller hub

10. Servomotor cylinder

II. PROPELLER SHAFT

11. Protecting hood for
propeller shaft flange

12. Bushing of sterntube seal

13. Propeller shaft

14. Coupling flange

15. Double oil tube

III. OIL DISTRIBUTION UNIT

16. Oil distribution shaft

17. Oil distribution box
housing.

18. Sealing

19. Sleeve

20. Feedback system

21. Control valve

22. Pilot valve

27. Oil cooler

28. Hand pump for mechanical
locking device

29. Mechanical locking
device

V. REMOTE CONTROL AND

PITCH INDICATION

30. Command transmitter

31. Slave nut

32. Mechanical connection
(yard's supply)

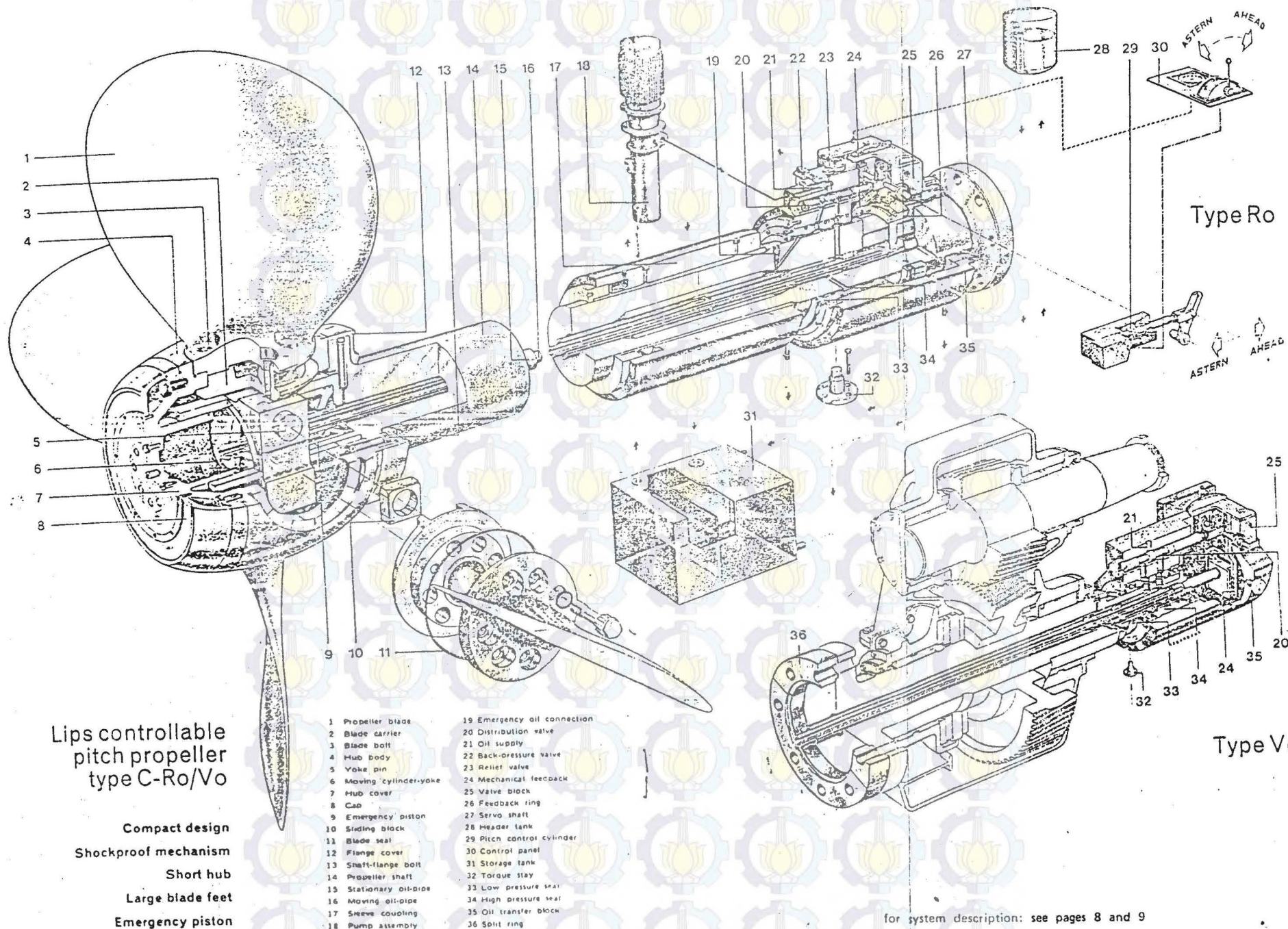
33. Pitch seller

34. Handwheel for local
emergency control

35. Mechanical pitch
indication

36. Actual pitch transmitter

37. Pitch indicator



Lips controllable
pitch propeller
type C-Ro/Vo

Compact design
Shockproof mechanism
Short hub
Large blade feet
Emergency piston

- | | |
|------------------------|-----------------------------|
| 1 Propeller blade | 19 Emergency oil connection |
| 2 Blade carrier | 20 Distribution valve |
| 3 Blade bolt | 21 Oil supply |
| 4 Hub body | 22 Back-pressure valve |
| 5 Yoke pin | 23 Relief valve |
| 6 Moving cylinder-yoke | 24 Mechanical feedback |
| 7 Hub cover | 25 Valve block |
| 8 Cap | 26 Feedback ring |
| 9 Emergency piston | 27 Servo shaft |
| 10 Sliding block | 28 Header tank |
| 11 Blade seal | 29 Pitch control cylinder |
| 12 Flange cover | 30 Control panel |
| 13 Shaft-flange bolt | 31 Storage tank |
| 14 Propeller shaft | 32 Torque stay |
| 15 Stationary oil-pipe | 33 Low pressure seal |
| 16 Moving oil-pipe | 34 High pressure seal |
| 17 Sleeve coupling | 35 Oil transfer block |
| 18 Pump assembly | 36 Split ring |

for system description: see pages 8 and 9

Daun-daun propeller (1) pada sistem CPP biasanya diikat dengan baut pada *trunnion (3)*, sehingga memungkinkan untuk pembongkaran/perbaikan tanpa membuka *hub (9)*. Kadang-kadang untuk kapal-kapal yang berada dalam kondisi ekstrim, seperti pemecah es atau beban-beban propeller cukup tinggi, daun-daun tersebut dituang/dicor menjadi satu dengan *trunnion*. Untuk kapal-kapal perang pada daun propeller tersebut dilengkapi dengan unit udara tekan pada tepi daun (*leading edge*) yang berfungsi mengurangi kebisingan (*noise*).

Pengaturan bantalan-bantalan *trunnion* memungkinkan penggunaan *lever arm (4)* yang panjang dengan menghasilkan gaya aksial rendah dan stroke panjang, yaitu untuk kendali pitch supaya tepat. Bagian *hub (9)* sendiri selain berfungsi sebagai tempat daun-daun propeller berputar juga dapat berfungsi sebagai *servomotor cylinder (10)*, dimana *servomotor piston (8)* dengan diameter yang besar dapat digunakan. Diameter *servomotor piston (8)* yang besar memungkinkan daun-daun propeller (1) dapat dikendalikan pada posisinya dengan tekanan oli yang tidak begitu besar. *Servomotor piston (8)* juga dilengkapi dengan

oli ringyang berfungsi agar oli tidak keluar dari celah antara servomotor piston (8) dan servomotor cylinder (10).

Servomotorpiston (8) ini dengan tekanan hidrolis akanmenggerakkan daun propeller melalui *adjusting crank* (4), *link* (6), dan *crooshead with double supporting adjustingrod* (7). Pada CPP type lain servomotor piston kadang-kadang dilengkapi dengan pegas yang dipasang dalam hub, dimanapegas tersebut secara otomatis akan menempatkandaun propellerpada posisi maju, jika tekanan oli atau mekanisme kendali tidak berfungsi.

Mekanisme-mekanisme di dalam hub dihubungkan keoil distribution unit dengan *double concentric oil tube* (15). Posisi double oil tube (15) dapat ditempatkandi dalamkamar mesin. Double oil tube (15) mengikuti setiap gerakan servomotor piston (8). *Mechanical feedback system* (20) memungkinkan setiap posisi oil tube disalurkan ke slide ring yang dipasang di bagian luar poros. Melalui slipperdan lever system sinyal-sinyal umpan balik diarahkan ke *pilot valve* (22) dan ke *actual pitch transmitter* (36).

Poros propeller (13) memiliki flange yang menjadi

satu kesatuan pada ujung belakang poros dan bagian depan adalah *removable coupling flange* (14). Serupa dengan poros antara, unit distribusi oli yang kompak ditempatkan di dalam poros secara langsung di bagian depan sterntube sealingjika memungkinkan. *Sleeve* (19) di dalam shaft bore menghubungkan dua lubang radial di dalam poros (16). Bagian ini diperkuat dengan pelaluan yang berhubungan dari double oil tube(15). Dua lubang radial dan pelaluan bagian dalam dari doubleoil tube menyalurkan hydraulicoil ke silinder. Lubang aksial dan pelaluan diantara oil tube bagian luar dan shaftbore menghubungkan ruangan di depan *blade seal* (2) dengan headoil tank. Head oil tank menjaga agar tekanan oli tersedia selama waktu yang cukup untuk menentralkan tekanan hydrostatik air di sekeliling daun propeller.

Control valve (21) ditempatkan pada bagian atas *oil distribution box housing* (17). Unit ini berisi semua komponen yang dibutuhkan untuk menyalurkan sinyal perintah dari remote control, yang diumpankan melalui *pitch seller* (33) ke poros perintah, menuju gerakan yang berhubungan dari servomotor piston (8) di dalam propeller dan

selanjutnya daun propeller. Mengenai penempatan control valve ini ada dua cara, yaitu : ditempatkan di dalam hub pada kamar mesin.

Untuk menghasilkan tekanan oli yang digunakan pompa jenis ulir (23) dengan pompa cadangan yang selalusiap bila diperlukan. Perlengkapan lain yang juga tersedia adalah *mechanical locking device*(29) yang berfungsi mengunci secara mekanis propeller pada posisi ke mukajika sistem hidrolis tidak bekerja dan *handwheel* (34) untuk kendali darurat propeller secara manual pada keadaan remote control tidak berfungsi dengan baik.

C. Penggunaan Dari Controllable Pitch Propeller(C.P P)

Seperti kita ketahui, perkembangan di bidang peralatan penggerak kapal mengalami kemajuan sejak digunakannya prinsip-prinsip aerodinamik pada perencanaan propeller. Alat penggerak kapal yang sering digunakan adalah yang dinamakan *Screw Propeller*. Jenis propeller ini umumnya memiliki daun sebanyak dua atau lebih yang terpasang pada *Hub* atau *Boss Propeller*. Hubungan antara daun-daun itu sendiri dengan hub/boss dapat berupa



satu kesatuan (*Integral, Solid/ Fixed Propeller*), sedangkan bilaterpasang pada boss disebut *Built-up Propeller*, dan yang terakhir berupa daun propeller yang dapat bergerak pada hub/boss (*Controllable Pitch Propeller*).

Propeller bergeraknya berputar saja, dimana penyerapan tenaga tidak sebanding dengan gerakan kapal diatas permukaan air. Jadi jumlah tenaga yang diserap tidak akan menghasilkan jumlah thrust yang sebanding. Sehingga pergerakan kapal akan terasa berat, dimana hal ini berhubungan erat dengan pitch dan kecepatan propeller. Pengaturan yang ideal adalah dengan mengatur pitch terhadap kondisi pengoperasian dan mencapai efisiensi propulsi maksimum pada berbagai keadaan.

Penggunaan propellerberdaun tetap hanya dapat memanfaatkan tenaga terpasang dari motor utama pada batas kecepatan masing-masing untuk satu jenis pengoperasian kapal. Untuk kondisi pengoperasian yang lainnya batas tenaga yang seharusnya dihasilkan tidak dapat dicapai dan disamping itu penampilan unjuk kerja secara penuh (Full Full Performance) tidakdapat dihasilkan. Sehingga

penggunaan propeller berdaun tetap tidak memungkinkan untuk memanfaatkan tenaga secara penuh pada semua beban propeller.

Keistimewaan dari penggunaan C.P.P adalah kemampuan propeller ini dalam hal manover (olah gerak). Jika digunakan propeller dengan pitch yang tetap, maka motor induk harus dibalik putarannya (motor induk harus dimatikan dulu untuk pembalikan putaran), dan baru bergerak mundur . Hal ini akan memerlukan waktu , disamping itu kontrol kendali permesinan penggerak dengan propeller pitch tetap lebih rumit daripada sistem yang dibutuhkan untuk C.P.P. Pada penggunaan C.P.P dengan pengaturan pitch, maka secara cepat gerakan mundur dapat dilakukan dan kontrol kendalinya dapat secara mudah dilakukan dari satu tempat (misalnya Bridge Room). Kendali langsung ini akan membuat kapal lebih mampu berolah gerak (manuver) dan faktor keamanan bertambah untuk mampu bereaksi dalam situasi kritis, seperti lalu lintas laut yang padat di pelabuhan, kanal-kanal atau kedaan pada waktu jika penglihatan buruk. Untuk gerakan mundur pun motor induk tidak perlu dimatikan guna

pembalikan putaran dan kehilangan udara start akibat keadaan ini tidak perlu terjadi, tetapi selama berhenti propeller tetap berputar pada posisi netral.

Penggunaan C.P.P akan terasa penting, jika dilihat pada saat ini banyak kapal-kapal yang menggunakan motor induk diesel putaran tinggi dan gas turbin baik secara sendiri-sendiri atau kombinasi dari keduanya.

Dibandingkan dengan penggerak kapal konvensional, sistem propulsi dengan diesel putaran tinggi dan gas turbin memiliki batasan-batasan pengoperasian yang lebih terbatas. Disamping itu alasan-alasan lainnya, yaitu :

- a. Turbin gas tak dapat diputar balik, begitu pula pembalikan pada motor diesel putaran tinggi akan merugikan karena beban panas yang timbul akan tinggi. Akibatnya akan dibutuhkan peralatan tambahan untuk kapal agar dapat bergerak mundur.
- b. Pada turbin gas dan motor diesel putaran tinggi, kecepatan pengoperasiannya terus menrus (continuous rating) terendah adalah relatif tinggi sekitar 40 - 50 % dari putaran puncaknya (rated RPM). Akibatnya akan dibutuhkan peralatan

tambahan untuk menggerakkan kapal secara handal pada kecepatan rendah dan lebih rendah.

c. Batasan pengoperasian yang dapat diandalkan dari turbin gas dan motor diesel putaran tinggi lebih sempit daripada motor diesel putaran rendah atau turbin uap. Sehingga dibutuhkan untuk menyerap output yang mendekati batas kecepatan tertentu.

d. Pada kapal-kapal tertentu seperti kapal perang sering digunakan kombinasi antara motor diesel dan turbin gas. Kombinasi ini merupakan suatu keuntungan, sebab kapal perang beroperasi pada tenaga penuh tak lebih dari 5 - 10 % dari waktu dinasny. Selebihnya kapal perang beroperasi dengan periode yang dengan tenaga yang berkurang (misal : pada kecepatan jelajah untuk patroli) dan beban rendah. Adanya beban penggunaan kombinasi akan menyebabkan kapal tetap dapat beroperasi secara ekonomis daripada jika semua motor induk beroperasi pada beban rendah. Jadi pada pengoperasian tertentu output memungkinkan dibagi diantara lebih dari satu

penggerak utama atau hanya salah satu motor penggeraknya saja. Sehingga dengan adanya spesifikasi-spesifikasi tertentu dari tiap-tiap motor penggerak , dibutuhkan propeller yang sesuai yaitu dengan penggunaan C.P.P.

Dari pembahasan diatas dapat disimpulkan bahwa keuntungan penggunaan dari C.P.P adalah sebagai berikut :

1. Kemampuan yang baik untuk kapal yang beroperasi pada kecepatan yang berbedadan tingkat beban yang bervariasi.
2. Thrust konstan dapat dicapai pada tingkat bebanyang bervariasi.
3. Memberikan kemampuan untuk percepatan, berhenti, dan olah gerak (manouver) yang lebih baik.
4. Kemungkinan untuk variasi kecepatan kapal tanpa mengubah besarnya putaran dengan mengatur pitch dari daun-daun propeller.
5. Kemungkinan untuk menggunakan motor penggerak non reversible yang bekerjapada putarantertinggi.
6. Jikasebuah generator secara langsung dihubungkan

dengan motor induk, maka dibutuhkan untuk menjaga agar putaran dalam keadaan tetap, yang mana dapat dilakukan jika pengaturan propeller yang dapat diatur digunakan.

2.3. SPESIFIKASI DAN KARAKTERISTIK DARI TUG BOAT BROMO

Adapun data-data dari kapal tug boat BROMO adalah sebagai berikut :

TYPE	:	TUG BOAT
MERK	:	BROMO
LOA	:	24.00 m
LWL	:	22.50 m
LPP	:	21.50 m
B mould	:	6.50 m
H	:	2.90 m
T (Sarat)	:	2.25 m
Cb	:	0.517
Cm	:	0.862
Vs (Kecepatan Dinas)	:	10.50 knot

Data mesin yang diganti

Sedangkan data-data propeller adalah :

TYPE	:	CONTROLLABLE PITCH PROP
DIA	:	1500
PITCH (Const) (MM)	:	900
PITCH RATIO	:	0.6
AREA DISC (M^2)	:	1.76715
AREA DEVELOPED(M^2)	:	0.71280
BOSS DIA (MM)	:	510
BOSS RATIO	:	0.340
BALDE THICKNESS RATIO	:	0.045
DIRECTON OF ROTATION	:	CLOCK WISE

Kapal Tug Boat Bromo digerakkan maju dengan 2 propeller yang memakai 2 motor (mesin induk) . Pada sistem Transmisinya tanpa menggunakan Reduksi Gear , dengan direncanakan putaran propeller 360 RPM.

BAB III

PERHITUNGAN TAHANAN KAPAL DAN DAYA MOTOR PENGGERAK UTAMA KAPAL

Untuk menghitung besarnya kebutuhan daya motor untuk menggerakkan kapal, terlebih dulu menghitung besarnya tahanan kapal itu sendiri kecuali untuk kapal Tug Boat karena disamping mengetahui tahanan kapal tersebut juga memperkirakan besarnya tahanan kapal yang akan ditarik.

Metode perhitungan tahanan kapal yang akan dibahas diantaranya :

- METODE SV.AA.HARVALD.

- METODE I.W LAP

3.1. PERHITUNGAN TAHANAN KAPAL DENGAN METODE SV.AA.HARVALD

3.1.1. Letak Titik Tekan Keatas Terhadap Midship Section (LCB).

Perhitungan letak LCB didasarkan menurut SV.AA. HARVALD dalam "Resistance & Propulsion of Ship" yaitu bahwa midship section terletak pada $48,5\% \times Lwl$ yang diukur dari Fore Peak (FP)

a. Midship section = $48,5\% \times Lwl$

b. L displacement = $1/2 \times (Lwl + Lpp)$

$$\begin{aligned} \text{c. LCB kapal} &= 1/2 \times L \text{ disp} \\ &= 1/2 \times 84,695 \end{aligned}$$

Sehingga didapat harga LCB terhadap midship section sebesar :

$\text{LCB} = \text{LCB kapal} - \text{Midship section}$
 bila harga positif, maka LCB terletak di belakang midship section.

$$\text{LCB} = (\text{LCB kapal} - \text{Midship section} / \text{LPP}) \times 100\%$$

3.1.2. Koefisien Prismatic Memanjang

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut ini :

$$\beta = C_m = 0,9 + 0,1 (C_b)^{0,5}$$

$$\varphi = \delta / \beta = C_b / C_m$$

3.1.3. Breath - Drought Ratio

$$B/T = 14,47/6,43$$

$$= 2,250$$

3.1.4. Volume Displacement

$$\nabla = Lwl \times Bmld \times T \times \delta (m^3)$$

3.1.5. Displacemen Kapal

$$D = \nabla \times bd_{air} \times C (ton)$$

3.1.6. Luas Permukaan Basah

Besarnya dihitung berdasarkan Mumfords Formula,

adalah sebagai berikut :

$$S = 1,025 \times L_{pp} (C_b \times B + 1,7 T) (m^2), \text{ atau}$$

$$S = LWL. (1,7. T + C_b. B_{mld}) (m^2)$$

3.1.7. Length Volume Displacement Ratio : $\frac{L}{\nabla^{1/3}} (*)$

3.1.8. Froude Number : $F_n = \frac{V}{\sqrt{gL}}$

3.1.9. Speed - Length Ratio : $\frac{V}{\sqrt{L}}$

3.1.10. PERHITUNGAN TAHANAN SISA (CR)

3.1.11. Perhitungan Tahanan Sisa (CR) standart.

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dalam buku "*Resistance of Propulsion Ship*", yaitu menurut grafik 1 dan 2 dalam lampiran.(hal 119)

Dengan harga $L/\nabla^{1/3}$, dan harga $\frac{V}{\sqrt{L}}$ yang kita peroleh serta harga ϕ , maka dengan melakukan intrapolasi diantara harga-harga yang ada ditabel. Harga tahanan sisa 10^3 (CR) akan diperolehnya.

3.1.12. Harga Koreksi-Koreksi



a. Koreksi terhadap B/T standar

Besarnya dihitung menurut rumus berikut ini

(Rumus SV.AA.HARVALD)*:

$$10^3 CR = 0,16 (B/T - 2,5)$$

b. Koreksi terhadap LCB standar

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dengan menggunakan grafik 3 dalam lampiran.(hal 128)

$$10^3 CR = \frac{\gamma 10^3 CR}{\gamma LCB} |\Delta LCB|$$

Dengan mencari harga batasanya/ antaranya untuk

harga-harga $\frac{V}{\sqrt{L}}$, dan φ , didapatkan 2 harga

$\frac{\gamma 10^3 CR}{\gamma LCB}$. Sehingga dengan interpolasi akan

didapatkan harga $\frac{\gamma 10^3 CR}{\gamma LCB}$ yang sesuai.

Jadi koreksi LCB adalah sebesar :

$$10^3 CR = \frac{\gamma 10^3 CR}{\gamma LCB} * LCB \text{ kapal}$$

c. Koreksi terhadap hull form

Koreksi ini dipengaruhi bentuk fore body dan after body kapal, dan harga koreksi akan

didapatkan pada tabel.(umumnya dalam bentuk U

dan V).

d. Koreksi terhadap bentuk bow

Besarnya adalah dihitung menurut SV.AA. HARVALD yaitu dengan melihat tabel 1 dalam lampiran.

(hal 129).

Dengan menentukan harga F_n , dan φ , akan didapat harga $10^3 C_R$ bila dilakukan interpolasi.

e. Koreksi terhadap Appendages

- Rudder = no correction
- Bige keel = no correction
- Shaft brackets and shaft = no correction

untuk fine ship ditambahkan $(5 - 8)\% \times 10^3 C_R$

- Bossing = $(3 - 5)\% \times 10^3 C_R$ standar

3.1.13. Jumlah Total Tahanan Sisa (C_R)

Dengan menjumlahkan semua harga C_R maka akan diperoleh harga $10^3 C_R$ -nya.

3.1.14. INCREMENTAL RESISTANCE (C_A)

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dalam

"Resistance of Propulsion Ship" yaitu :

Dengan interpolasi tabel 2 didapat untuk harga displaceman tertentu . Didapatkan harga $10^3 C_A$

3.1.15. AIR RESISTANCE AND STEERING RESISTANCE

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dalam
"Resistance of Propulsion Ship" yaitu :

Untuk air resistance $10^3 CAA = 0,07$

Untuk steering resistance $10^3 CAS = 0,04$

3.1.16. TAHANAN GESEK

Perhitungan didasarkan pada tabel 3 yaitu tergantung pada panjang dan kecepatan kapal.

Dengan metode interpolasi didapat harga $10^3 CF$

Koreksi terhadap CF :

$$CF' = CF \frac{S_1}{S}$$

dimana : $S_1 = 1,05 S$

maka didapat harga CF'

3.1.17. TOTAL TAHANAN YANG BEKERJA PADA KAPAL

Besarnya dihitung menurut perhitungan seperti di bawah ini :

$$CT = CR + CF' + CA + CAA + CAS$$

maka akan didapatkan harga $10^3 CT$

3.2. PERHITUNGAN TAHANAN DENGAN I.W. LAP

3.2.1. Letak Titik Tekan Ke Atas Terhadap Midship Section

(LCB).

* Menurut Trost :

$$\begin{aligned} - \text{LCB kapal} &= (17,5 * \varphi - 12,5) . \% \text{ Lpp} \\ &= - 2,00 \% . \text{Lpp} = \end{aligned}$$

* Menurut Herald Phoe1 :

$$\begin{aligned} - \text{LCB kapal} &= (19,3 . \varphi - 13,3) \% \text{ LPP} \\ &= - 1,72 \% \text{ LPP} \end{aligned}$$

Dipilih letak LCB kapal terletak 1,72 % LPP
dibelakang midship kapal

3.2.2. Luas Permukaan Basah Kapal (Ω) :

$$\Omega = [3,4 * \Delta^{1/3} + 0,5 * \text{LWL}] * \Delta^{1/3} \text{ (m)}$$

Dengan cara lainnya :

$$\Omega = \text{Lwl} . (1,7 * T + \beta * B) \text{ (m)}$$

3.2.3. Luas Midship :

$$\otimes = B * T * C_m \text{ (m }^2 \text{)}$$

3.2.4. Parameter bentuk badan kapal dalam hubungannya dengan tahanan sisa kapal

dengan koefisien tahanan sisa kapal (μ) :

$$\mu = \frac{V_z}{(\phi \times L_{pp})^{0,5}}$$

3.2.5. Tahanan sisa spesifik (Residuary Resistance Coefficient)

- Grup A _____ $a = 13,46 \phi - 8,48$

- Grup B _____ $a = 13,46 \phi - 8,88$

- Grup C _____ $a = 13,46 \phi - 9,28$

- Grup D _____ $a = 13,46 \phi - 9,68$

- Grup E _____ $a = 13,46 \phi - 10,08$

Dengan membandingkan harga dari LCB Kapal, maka dapat digolongkan padagrup antara grup yang satu dengan grup yang lainnya secara berurutan. Setelah menemukan diantara 2 grup , maka dapat untuk memulai membaca dalam satu grup masing-masing.

(Pembacaan Grafik-grafik dapat dilihat pada lampiran).

Kemudian dengan interpolasi dari harga yang didapatkan dalam satu grup, akan diperoleh harga ξ_r ,

Setelah itu dari perhitungan-perhitungan yang telah dilakukan tersebut bisa dihitung besarnya spesifik residuary resistance (ξ_{rs}) :

$$\xi_{rs} = \xi_r * (\phi / \Omega)$$

3.2.6. Spesifik Frictional Resistance ($\xi_{fr.s}$)

Dari tabel 2 bab "diagram for determining the resistance of single screw" bisa diperoleh besarnya spesifik frictional resistance ($\xi_{fr.s}$) yang merupakan fungsi dari kecepatan kapal dan panjang kapal (L_{pp}). Dengan interpolasi bisa ditentukan harga $\xi_{fr.s}$, dengan memasukkan data L_{pp} dan V_s kapal.

3.2.7. Total spesifik resistance (ξ_{ts})

$$\xi_{ts} = \xi_{fr.s} + \xi_{rs}$$

3.3. EFFISIENSI PROPELLER

Effisiensi propeller (η_p) adalah merupakan ukuran baik buruknya propeller ditinjau dari segi produktivitasnya dalam menghasilkan gaya dorong dan didefinisikan sebagai ratio antara tenaga dorong tersebut oleh propeller (THP = Thrust Horse Power) dengan tenaga yang dihasilkan poros propeller (SHP = Shaft Horse Power), jadi : $\eta_p = T.H.P / S.H.P$ *)

Sedangkan besarnya thrust horse power dapat dirumuskan : $T.H.P = T \cdot V_a / 75$
dimana : T = gaya dorong yang dihasilkan propeller.(kg)

V_a = kecepatan relatif dari partikel air yang

melewati piringan propeller disc (m/s).

$$V_a = (1 - w) V_s$$

$$V_s = \text{kecepatan dinas (m/s)}$$

Untuk Merencanakan propeller dengan memakai diagram hasil percobaan , antara lain :

A. Systematic Screw Series

Pertama-tama yang harus dilakukan dalam perencanaan propeller dengan cara menggunakan diagram screwseries yang menyatakan pilihan type dari sekian banyak type dari screw series yang sekiranya sesuai dengan kapal yang direncanakan . Hal ini sudah tentu memerlukan pengalaman untuk dapat segera menemukannya secara tepat.

Langkah berikutnya adalah menghitung koefisien yang diperlukan dalam pemakaian diagram-diagram, antara lain : untuk propeller type B-series ($K_t - K_q - J$ diagram) dimana kemudian dilanjutkan untuk memudahkan pemakaian dalam perencanaan propeller menjadi $B_p - \delta$ diagram atau $B_u - \delta$ diagram, dimana harga-harga yang dibutuhkan :

$$K_t = \frac{T}{\rho * n^2 * D^4} ; K_q = \frac{Q}{\rho * n^2 * D^5} ; J = \frac{V_a}{n * D} (*)$$

B. Diagram ($K_q - K_t$) dari propeller type B-series :

Harga V_s telah ditentukan, dengan memakai rumus Taylor.

Karena C_b kapal diketahui maka harga w dapat dicari. Jika perputaran propeller dan harga P juga diketahui, maka harga K_q dan J dapat dihitung dengan memisalkan beberapa harga diameter propeller (D) yang diperkenankan, dimana :

Q dalam kgm adalah $K_q = Q \sqrt{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$, dan $J = V_a \sqrt{n \cdot D}$

dimana : V_a : kecepatan maju kapal (m/s)

n : putaran propeller (put/s)

ρ : $102,0 \text{ kgm}^{-4} \text{ s}^2$ untuk Fresh water

$104,5 \text{ kgm}^{-4} \text{ s}^2$ untuk sea water

Dapat dihitung juga beberapa harga D yang dimisalkan besarnya dengan pertolongan $K_t - K_q - J$ diagram dari type propeller yang dipilih, dengan mengeplot harga-harga K_q dan J yang telah dihitung tadi dan dengan cara interpolasi, maka dapatlah diketahui harga $H \backslash D$ dari masing-masing diameter yang dimisalkan. Dengan harga $H \backslash D$ yang telah ditemukan tersebut pada harga J diatas dengan cara interpolasi lengkungan garis η_p pada diagram, maka dapatlah dicari harga η_p dari masing-masing harga diameter propeller yang dimisalkan.

3.3.1. HULL EFFISIENSI (*)

Effisiensi hull adalah harga perbandingan antara tenaga efektif (E.H.P) terhadap tenaga dorong kapal (

T.H.P), yang dirumuskan : $\eta_H = E.H.P / T.H.P$

atau :

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w}$$

Harga Wake Fraction (W) :

untuk single screw : $W = - 0,05 + 0,5 .Cb$

untuk twin screw : $W = - 0,20 + 0,55.Cb$

Harga Thrust Deduction (t), untuk twin screw (t) = W

3.3.2. RELATIVE ROTATIVE EFFISIENSI

Harga dari relative rotative efisiensi adalah dirumuskan sebagai berikut :

η_p behind the ship condition

$$\eta_{rr} = \frac{\eta_p \text{ behind the ship condition}}{\eta_p \text{ open water condition}}$$

$$= \frac{\frac{T \cdot V_a}{2 \pi Q_n}}{\frac{T_o \cdot V_a}{2 \pi Q_o \cdot n}} = \frac{T / Q}{T_o / Q_o} \quad *)$$

Harga dari $\eta_{rr} = 0,95 - 1,09$

Dengan memakai ketentuan-ketentuan diatas, maka

Propulsi Coefficient (P.C) adalah :

$$P.C = \frac{R \cdot V_s}{2 \pi Q_n} = \frac{R \cdot V_s}{T \cdot V_a} \times \frac{T_o \cdot V_a}{2 \pi Q_o \cdot n} \times \frac{T / Q}{T_o / Q_o}$$

sehingga : $P.C = \eta_H \times \eta_P \times \eta_{rr}$

3.4. PERHITUNGAN DAYA EFEKTIF PADA KEADAAN PERCOBAAN DAN KEADAAN SEBENARNYA

3.4.1. Kondisi Percobaan

$$PE = R_t \times V$$

dimana

$$R_t = C_t \times 1/2 \rho V^2 S$$

jika $\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$

$$PE = R_t \times V \text{ (watt)}$$

3.4.2. PERHITUNGAN BHP MOTOR INDUK

Berdasarkan nilai efektif horse power diatas,

kemudian dapat dihitung besarnya harga DHP yaitu

dengan rumus :

$$DHP = EHP/PC$$

dimana :

PC = Propulsion Coeffisient

$$= \eta_h \times \eta_{rr} \times \eta_p \text{ (*)}$$

$$E.H.P = PE \text{ (Hp)}$$

Selanjutnya BHP didapat dari rumus persamaan berikut

ini :

$$BHP = DHP (1 + K_m + K_c)$$

K_m = koreksi karena letak kamar mesin, untuk kamar mesin dibelakang sebesar 0,03

K_c = koreksi cuaca, karena kapal berlayar dengan route Asia Timur Jauh maka dikoreksi sebesar 20%.

Kondisi BHP diatas adalah dalam keadaan CSR dan untuk menghitung besarnya BHP pada kondisi MCR maka besarnya BHP harus dikoreksi antara 80 - 85%.

3.5. PENGUJIAN KAVITASI.

Dari propeller tersebut diatas dilakukan perhitungan terhadap pengaruh kavitasi pada daun propeller, perhitungannya sebagai berikut :

A. Water Load diatas sumbu poros baling-baling :

$$h = (T - E) + H = 1,27125 \text{ m}$$

dimana :

- Tinggi sarat (T)

- Tinggi poros dari base line (E)

- Tinggi gelombang (H) : $0,75\% * LPP$

B. Tekanan hydrostatis didalam air laut :

$$P_o = h * 1,025 * 1000 \text{ (kg/m}^2 \text{) *)}$$

C. Tekanan atmosfir (tekanan pressure) :

$$e = 10100 \text{ kg/m}^2$$

D. Tekanan statis pada sumbu poros propeller : $(P_o + e)$

E. Speed of advance :

$$V_a = (1 - w) V_s$$

F. Perhitungan Daya dorong (Thrust) :

$$S = DHP * 75 * \eta_p * 1,025 / V_a$$

G. Angka kavitasi (σ_o)

$$\sigma_o = \frac{P_o + e}{0,5 \rho V_a^2} \quad *)$$

Dari gambar 123 buku Van Lameren didapat batas

$$\text{kavitasi adalah } \frac{S/F_p}{P_o - e}$$

Maka dapat dihitung :

$$F_a = \text{Blade area ratio} \times 0,25 \times \pi \times D^2 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$F_p' = F_a (1,067 - 0,224 H_o/D)$$

Dengan syarat agar tak terjadi kavitasi $F_p' > F_p$

B A B IV

GETARAN YANG TERJADI PADA SISTEM PROPULSI

4.1. TERMINOLOGI GETARAN

Terminologi tertentu yang digunakan dibidang getaran perlu disebutkan disini. Terminologi yang paling sederhana adalah " *Nilai Puncak dan Nilai Rata-Rata*".

Nilai puncak biasanya menyatakan tekanan maksimum yang dialami bagian yang bergetar. Nilai ini juga menentukan batas pada kebutuhan " *Ruang Gemeretak* " (*Rattle Space*).

Nilai rata-rata menyatakan nilai tunak (steady) atau nilai statik yang agak serupa dengan tingakt DC suatu arus listrik. Nilai ini dapat diperoleh dari integral waktu :

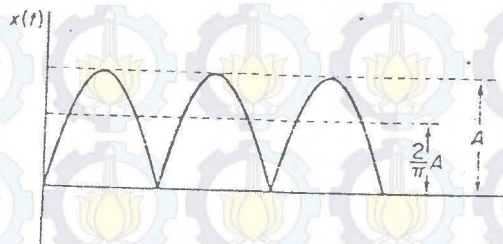
$$\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (*)$$

Sebagai contoh, nilai rata-rata gelombang sinus untuk siklus yang lengkap, $A \sin t$ adalah nol; sedangkan nilai rata-ratanya untuk setengah siklus adalah

$$\bar{x} = \frac{A}{\pi} \int_0^{\pi} \sin t dt = \frac{2 A}{\pi} = 0,637 A \quad (*)$$

Jelaslah bahwa ini juga merupakan nilai rata-rata

gelombang sinus yang direktifikasi / diperbaiki seperti yang terlihat dalam gambar dibawah



GAMBAR NILAI RATA-RATA GELOMBANG SINUS YANG DIREKTIFIKASI

Kuadrat simpangan biasanya dikaitkan dengan energi getaran yang diukur dari nilai purata kuadrat. Nilai purata kuadrat (Mean Square Value) suatu fungsi waktu $x(t)$ ditemukan dari rata-rata nilai yang dikuadratkan, dan diintegrasikan untuk suatu selang waktu T :

$$\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt$$

Sebagai contoh, bila $x(t) = A \sin \omega t$, maka nilai purata kuadratnya adalah

$$\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{A^2}{T} \int_0^T \frac{1}{2} (1 - \cos 2\omega t) dt = 1/2 A^2$$

Nilai akar purata kuadrat (apk) (Root Mean Square = rms) adalah akar nilai purata kuadrat. Dari contoh terdahulu, apk gelombang sinus dengan amplitudo A adalah $A / \sqrt{2} = 0,707 A$. Getaran biasanya diukur dalam meter apk.

DECIBEL : Satuan ukuran yang biasanya digunakan dalam pengukuran getaran. Decibel didefinisikan sebagai :

$$D_b = 10 \log_{10} (P_1 / P_2) = 10 \log_{10} (x_1^2 / x_2^2)$$

Kedua persamaan diperoleh dari kenyataan bahwa daya adalah sebanding dengan kuadrat amplitudo. Decibel sering dinyatakan dalam amplitudo adalah :

$$D_b = 20 \log_{10} (x_1 / x_2)^2$$

Umumnya dalam bidang industri, batas ukuran Decibel adalah sebesar 100 D_b .

4.2. ISOLASI GETARAN

Gaya penggetar yang ditimbulkan oleh mesin sering kali tak dapat dihindari, namun pengaruhnya pada sistem dinamik dapat banyak dikurangi oleh pegas yang direncanakan dengan tepat, yang dikenal sebagai isolator.

Padagambar dibawah, ambilah $F_o \sin \omega t$ sebagai gaya perangsang yang bekerjapada sistem dengan satu derajat kebebasan. Gaya yang diteruskan lewat pegas dan peredam adalah :

$$F_T = \sqrt{(k \cdot X)^2 + (c \omega X)^2} = k \cdot X \sqrt{1 + (c \omega / k)^2}$$

Karena amplitudo X yang timbul karena gaya $F_o \sin \omega t$ diberikan oleh persamaannya adalah :

$$X = \frac{F_o / k}{\sqrt{(1 - m \omega^2 / k)^2 + (c \omega / k)^2}}$$

Selanjutnya persamaannya diatas menjadi :

$$\frac{F_T}{F_o} = \frac{\sqrt{1 + (2(\omega_n/\omega))^2}}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_n)^2)^2 + (2\omega/\omega_n)^2}} \quad (*)$$

dimana : $\omega_n = 1/2\pi \sqrt{g/\Delta}$ = frekuensi natural

$$\Delta = m.g / k$$

g = gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

k = kekakuan pegas = $A.E / l$

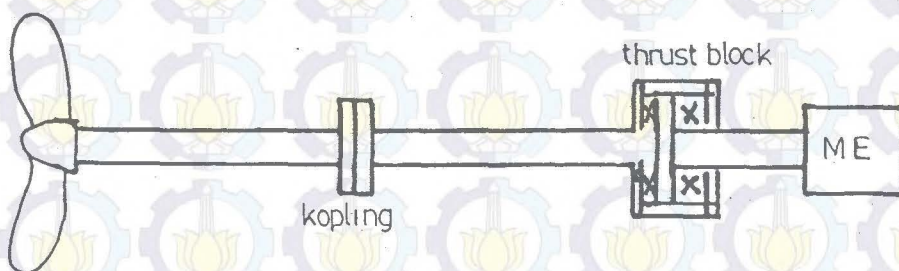
E = 206.900 N/mm^2

A = luas penampang benda (m^2)

l = panjang pondasi

Sedangkan harga F_T / F_o disebut rasio TRANSMISIBILITAS.

4.3. GETARAN LONGITUDINAL PADA SISTEM PROPULSI KAPAL

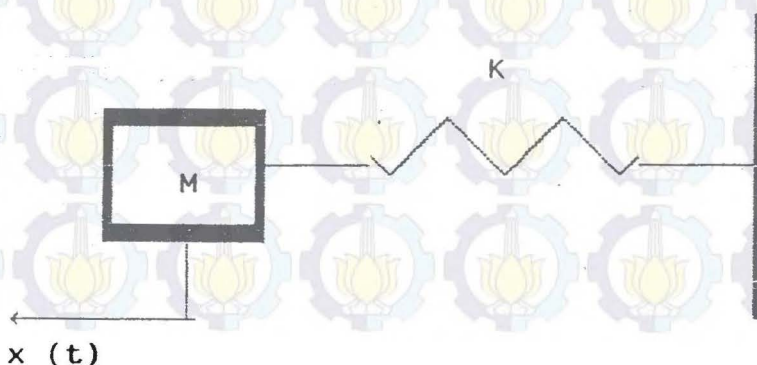


GAMBAR SISTEM PROPULSI KAPAL SECARA SEDERHANA

Seperti kita ketahui, gaya aksial dari propeller akan ditahan oleh "*Thrust Bearing*" dan kemudian diteruskan pada konstruksi kapal. Karena gaya aksial ini maka thrust bearing beserta pondasinya akan mengalami pergeseran / displasemen secara longitudinal.

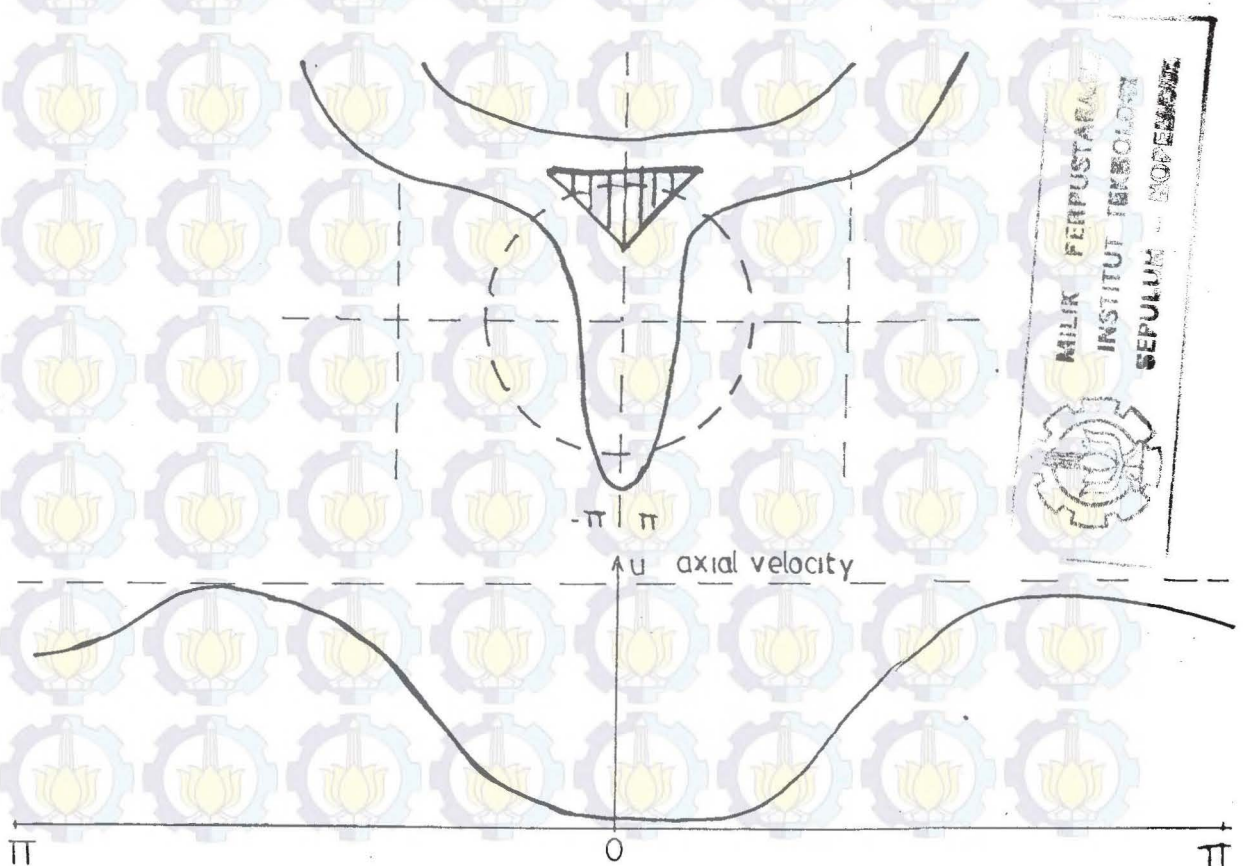
Kalau dibuat grafik antara thrust dan defleksi pergeserannya, maka akan terlihat bahwa terdapat semacam pegas pada posisi thrust bearing tersebut, yang menggambarkan kekakuan dari bearing dan pondasinya.

Gambar Penyederhanaan Sistem Propulsi



Sistem propulsi ini bergetar secara longitudinal pada posisi dari thrust bearing ini. Kalau seluruh sistem propulsi ini dari propeller ke mesin dianggap sebagai suatu sistem kesatuan massa yang tegar, maka semua titik pada sistem tersebut akan bergetar dengan pergeseran axial sebesar $x(t)$.

Propeller pada kapal adalah selalu sebagai penyebab utama dari getaran longitudinal pada sistem propulsi. Propeller berputar pada kondisi "wake" yang tidak uniform. Pada sebelah atas (yang terlihat pada gambar) disebut sebagai daerah dengan wake besar, karena aliran air disekitar daerah itu bergerak pelan-pelan.



GAMBAR DAERAH WAKE PADA PROPELLER

Ketikadaun propeller melewati daerah dengan wake besar ini, maka akan terjadi kenaikan sementara pada gaya dorong (thrust).

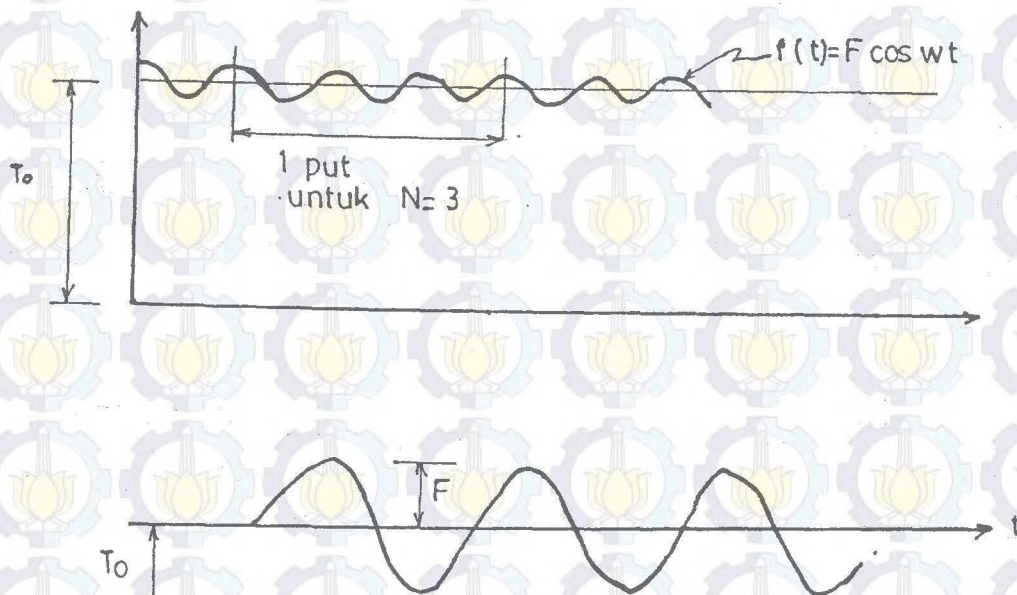
Dari sini dapat kita definisikan besarnya frekuensi eksitasinya yang disebut " *Blade Rate Frekuensi* ", yaitu :

$$f = \frac{\text{RPM}_p \cdot N}{60} \quad (*)$$

dimana : RPM_p = putaran propeller (RPM)

N = jumlah daun propeller

Seperti telah disebutkan diatas bahwa gaya eksitasi ini terjadi karena besarnya thrust yang merupakan fungsi dari waktu akibat daerah dari wake yang tidak uniform Pada putaran propeller yang konstan. Gambar untuk RPM dengan Waktu akan diperlihatkan seperti dibawah ini :



GAMBAR GRAFIK FUNGSI PUTARAN PROPELLER DENGAN WAKTU

Besarnya amplitudo adalah F , dapat didekati dengan bilangan konstan yang besarnya sepersekitan dari "Steady Thrust" (yaitu thrust yang besarnya konstan / T_o), sehingga dapat ditulis sebagai :

$$F \approx B. T_o$$

"Steady Thrust" ini berubah sesuai dengan apa yang disebut sebagai " *Propeller Law* " , yaitu :

$$T_o = T_{o_R} \left(\frac{RPM}{RPM_R} \right)^2 (*)$$

Dimana : T_{o_R} = sebagai "Rated Thrust " , yaitu thrust max pada kecepatan penuh

RPM_R = sebagai "Rated RPM", yaitu max RPM

Dengan demikian besarnya amplitudo dari gaya eksitasi

(F), ini adalah :

$$F = B. T_{o_R} \left(\frac{RPM}{RPM_R} \right)^2$$

atau :

$$F (\omega) = B. T_{o_R} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2$$

dimana : $\omega = (RPM / 60) 2\pi N$, yang gambarnya adalah terlihat dibawah ini.

Sejauh ini kita belum singgung besarnya harga B , yang

besarnya B ini berkisar antara 0 s/d 15 % tergantung bentuk buritan kapal (yaitu garis stern) dan juga sebagaimana propeller direncanakan .

Amplitudo dari gaya eksitasi ini pada kecepatan penuh menjadi :

$$F (w_{max}) = B \cdot T_R$$

Besarnya amplitudo dari getaran kita pada keadaan resonansinya adalah :

$$X = \frac{F / K}{2 \zeta}$$

ζ (damping) untuk sistem ini terutama terdiri dari " Hydrodynamic Damping " dari propeller ditambah dengan "Structural Damping " dari bajanya sendiri pada posisi thrust bearing dan pondasinya. Dalam hal ini hydrodinamik damping dari propeller akan jauh lebih dominan. Harga ζ ini biasanya diambil sebagai $\zeta = 0,05$.

Dengan mengambil standart dari " American Buerau Of Shipping " . Salah satunya mengatakan bahwa " Getaran longitudinal dari sistem propulsi dianggap berlebihan apabila Root Mean Square (RMS) dari amplitudo percepatannya lebih besar dari 0,25 g (g = gravitasi). Sedangkan bila percepatannya adalah :

$$\begin{aligned}
 a(t) &= \ddot{x}(t) = -\omega^2 \bar{x} \cos(\omega t - \alpha) \\
 &= \omega^2 \bar{x} \cdot \cos(\omega t - \alpha + \pi) \\
 &= A \cdot \cos(\omega t - \alpha_a)
 \end{aligned}$$

Sehingga amplitudonya percepatannya adalah :

$$A = \omega^2 \bar{x}, \text{ dan sudut phasanya : } \alpha_a = \alpha - \pi$$

Dengan menganggap bahwa amplitudonya RMS konstan,

maka :

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{A^2}{M} \sum_{i=1}^M 1} = A$$

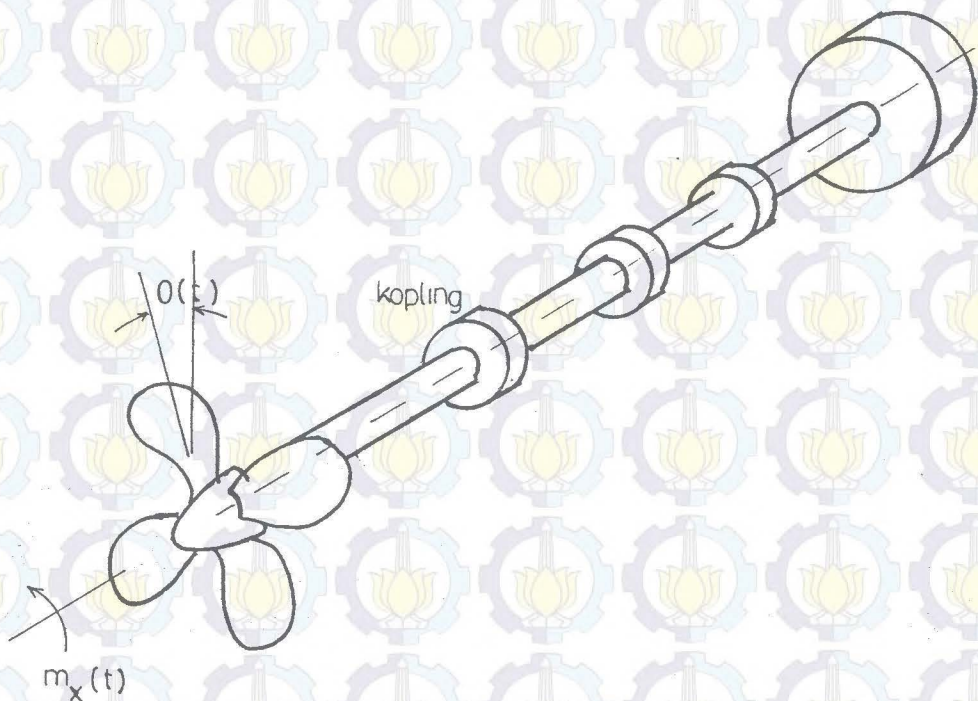
atau :

$$A = \left(\frac{RPM}{60} \cdot 2\pi \cdot M \right)^2 \bar{x} \quad (*)$$

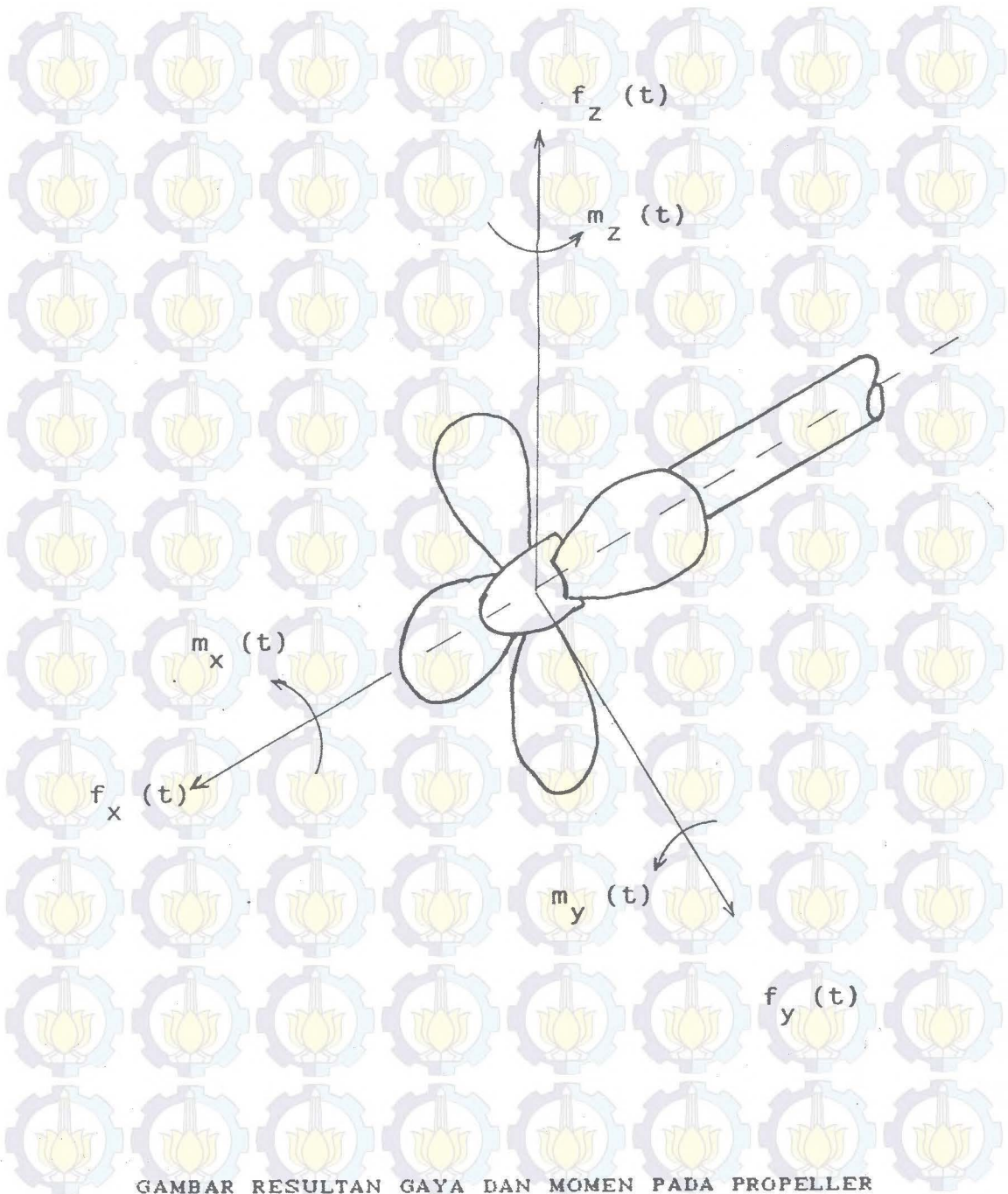
Dari penelitian, pada kondisi getaran tertentu seorang akan mengalami " *Fatigue* " kalau berada pada suatu tempat yang bergetar melebihi waktu tertentu, untuk besar getaran tertentu. Dari " *International Standart Organisation* " adalah bahwa bila seorang berada dalam kamar mesin lebih dari 8 jam dengan amplitudo getaran longitudinal lebih besar dari 0,4 mm untuk frekuensi pada 8 Hz (lihat pada tabel), dan jika terlampaui, maka kemampuan seseorang untuk melakukan pekerjaan akan menurun akibat *fatigue* tersebut.

4.4. GETARAN TORSIONAL PADA SISTEM PROPULSI

Ada 6 dari komponen dari " *Unsteady Force* " (gaya yang tidak steady), yaitu 3 komponen gaya dan 3 komponen momen. Gayaini seperti telah disebutkan sebelumnya adalah disebabkan oleh karena propeller berputar pada daerah wake yang uniform (" *Circumferentially Non-Uniform Wake Field* ") . Gaya-gaya tersebut akan diperlihatkan :



Gambar Resultan Momen Sistem Propulsi



GAMBAR RESULTAN GAYA DAN MOMEN PADA PROPELLER

Keenam komponen gaya (dan momen) ini bekerja secara serentak dan kurang lebih dianggap sebagai sinusoida, dengan frekuensi adalah " Blade Rate Frekuensi " adalah :

Gaya : $f(t) = F \cos (\omega t - \beta t) \quad \kappa)$

Momen : $m(t) = M \cos (\omega t - \beta . m)$

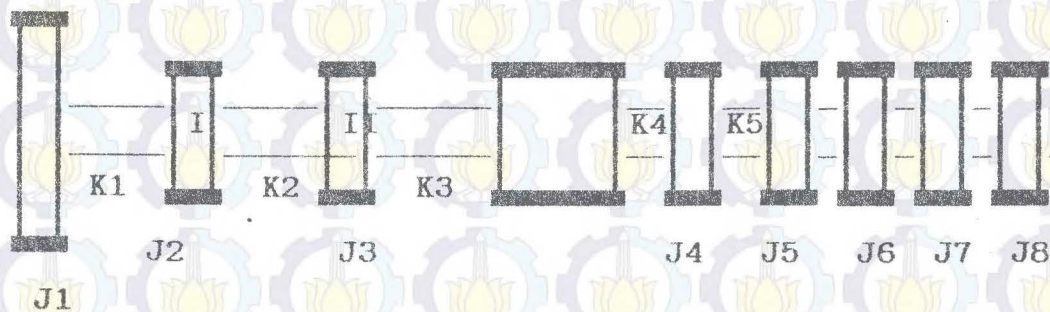
Dengan "Blade Rate Frekuensi" adalah $\omega = 2\pi \text{ RPM.N} / 60$.

Pada pembahasan terdahulu (getaran longitudinal), kita telah menganalisa dari komponen $f_x(t)$.

Pada hal ini kita akan membahas output / response yang terjadi akibat bekerjanya torque yang tidak steady ("alternating torque atau unsteady torque"), sehingga $m_x(t)$ adalah :

$$m_x(t) = M_x \cos(\omega t - \beta_m)$$

Untuk sistem propulsi dapat dibuat gambar sistem ekivalennya adalah :



dimana :

J1 = momen inersia dari propeller

J2 = momen inersia dari kopling I

J3 = momen inersia dari kopling II

J4 = momen inersia dari kopling gear box

J5 = J7 = momen inersia dari masing-masing piston

J6 = momen inersia dari flywheel

K1 = kekakuan poros propeller

K2 = kekakuan poros antara kopling I dan kopling II

K3 = kekakuan poros antara kopling II dan gear box

K4 = kekakuan poros kopling gear box

K5 - K7 = kekakuan poros crank shaft

K8 = kekakuan poros pada engkol

Dengan harga-harganya adalah :

4.4.1. Momen Inersia

- Momen Inersia Propeller :

$$J1 = Jm + Jw$$

dimana :

Jm = momen inersia propeller itu sendiri

$$= 28 \times 10^{-8} \times \gamma \times D^5 \times A/Ad (A/Ad + 3)$$

γ = berat jenis bahan (kg/m^3)

A/Ad = disk area ratio (type propeller)

Jw = momen inersia oleh karena pemasukan air

$$= 6,7 \times 10^{-10} \times D^5 (a - 0,1) (a + 5)$$

$a = A/Ad \times H/D$

H/D = pitch ratio

- Momen Inersia Kopling :

$$J2 = J3 = 2,55 \times WD^2$$

dimana :

W = berat kopling flens = $\pi D^2/4 \times \gamma \times L$

WD^2 = efek rotasi massa (kg.m^2)

- Momen Inersia Kopling Gear Box :

$$J4 = 2,55 \times WD^2 \times n$$

dimana :

W = berat roda gigi rotor = $\pi D^2/4 \times \gamma \times L$

WD^2 = efek rotasi massa (kg.m^2)

n = ratio gear

- Momen Inersia Flywheel :

$$J_5 = 2,55 \times WD^2$$

dimana :

$$W = \text{berat flywheel} = \pi D^2/4 \times \gamma \times L$$

$$WD^2 = \text{effek rotasi massa (kg.m}^2\text{)}$$

- Total Momen Inersia Masing-Masing Poros Engkol :

$$J_{\text{eng}} = \frac{\pi \gamma}{4 g} \left[\frac{a^4 D_1^4}{8} + b \cdot D_2^2 \right] \left[\frac{D_2^2}{8} + R^2 \right] + \frac{t \cdot h \cdot c}{\pi} \times \left[\frac{h^2 + c^2}{3} + R^2 \right] + \left[W_1 + \frac{W_2 + W_p}{2} \right] \frac{R^2}{g}$$

dimana : W_p = berat piston ; g = gravitasi bumi

R = radius poros engkol

a = jarak titik berat connecting rod dengan ujung poros engkol

b = jarak titik berat connecting rod dengan ujung pena torak

γ = berat jenis material

W_1 = berat poros engkol

W_2 = berat connecting rod

4.4.2. Kekakuan Poros

- Kekakuan Pegas Poros Propeller :

$$K_1 = G \cdot J / l \quad (\text{kg.cm}^{-1})$$

dimana :

J = momen inersia polar (cm^4) : $\pi (D_1^4 - D_2^4) / 32$

G = modulus elastisitas geser poros ($78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$)

l = panjang poros

D_1 = diameter luar poros

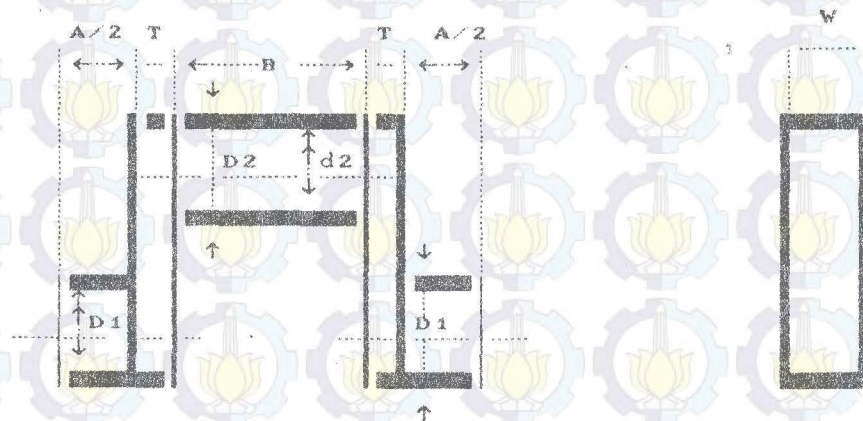
D_2 = diameter dalam poros

- Kekakuan Pegas Poros pada Crank Shaft :

Panjang ekivalen poros pada diameter (D) :

$$l_e = D^4 \left[\frac{A + 0,8 T}{D_1^4 - d_1^4} \right] + \left[\frac{0,75 B}{D_2^4 - d_2^4} \right] + \left[\frac{1,5 R}{T \cdot W^3} \right]$$

dimana harga keterangan pada gambar :



GAMBAR UKURAN DARI CRANK SHAFT

Sehingga kekakuan crank shaft adalah :

$$K_1 = G \cdot J / l_e \quad (\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1})$$

Sehingga harga kekakuan pegas poros keseluruhan :

$$K_T = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} + \frac{1}{K_5} + \dots + \frac{1}{K_n}$$

Sedangkan harga momen inersia :

$$J_a = J_1 + J_2 + J_3 \quad J_b = J_4 + J_5 + J_6$$

Maka frekuensi naturalnya :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_T(J_a + J_b)}{(J_a + J_b)}} \quad (\text{put / sec})$$

BAB V

PERHITUNGAN DAYA MOTOR PENGGERAK UTAMA KAPAL

1.1. DATA-DATA UTAMA KAPAL

- a. LWL : 22,5 m
- b. Lpp : 21,5 m
- c. Bmld : 6,5 m
- d. T : 2,25 m
- e. H : 2,9 m
- f. Vs : 10,5 knot
- g. C_b / δ : 0,517
- h. C_m / β : 0,862
- i. Type kapal : TUG BOAT
- j. Fungsi kapal : kapal Tunda

1.2. PERHITUNGAN PENENTUAN PARAMETER PEMBANTU BAHASAN

1.2.1. Letak Titik Tekan Keatas Terhadap Midship Section (LCB).

Perhitungan letak LCB didasarkan menurut SV.AA. HARVALD dalam "Resistance & Propulsion of Ship" yaitu bahwa midship section terletak pada 48,5% x Lwl yang diukur dari Fore Peak (FP)

$$\begin{aligned} \text{a. Midship section} &= 48,5\% \times 22,5 \text{ m} \\ &= 10,9125 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{b. L displacement} &= 1/2 \times (Lw1 + Lpp) \\ &= 1/2 \times (22,5 + 21,5) \\ &= 22,00 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{c. LCB kapal} &= 1/2 \times \text{L disp} \\ &= 1/2 \times 22,0 \\ &= 11,00 \text{ m dari FP} \end{aligned}$$

Sehingga didapat harga LCB terhadap midship section sebesar :

$$\begin{aligned} \text{LCB} &= 11,00 - 10,9125 \\ &= 0,0875 \text{ m di belakang midship section} \\ \text{LCB} &= \frac{0,0875}{21,5} \times 100\% \\ &= 1,88125 \% \text{ Lpp di belakang midship section} \end{aligned}$$

2.2. Koefisien Prismatic Memanjang

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut ini :

$$\begin{aligned} \phi &= \delta/\beta = Cb/Cm = 0,517 / 0,862 \\ &= 0,5998 \end{aligned}$$

2.3. Breath - drought ratio

$$B/T = 6,50 / 2,25$$

$$= 2,8889$$

3.2.4. Volume Displacement

$$\nabla = Lwl \times Bmld \times T \times \delta$$

$$= 22,50 \times 6,50 \times 2,25 \times 0,517$$

$$= 170,1253 \text{ m}^3$$

3.2.5. Displacemen Kapal

$$D = \nabla \times bd_{air} \times C$$

$$= 170,125 \times 1,025 \times 1,003$$

$$= 174,902 \text{ tons}$$

3.2.6. Luas Permukaan Basah

Besarnya dihitung berdasarkan Mumfords Formula, adalah sebagai berikut :

$$S = 1,025 \times Lpp (Cb \times B + 1,7 T)$$

$$= 1,025 \times 21,5 (0,517 \times 6,5 + 1,7 \times 2,25)$$

$$= 158,35 \text{ m}^2$$

$$S = LWL. (2 . T + 1,37 (Cb.- 0,274) Bmld)$$

$$= 149,94 \text{ m}^2$$

3.2.7. Length Volume Displacement Ratio

$$\frac{L}{\nabla^{1/3}} = \frac{22,50}{170,125^{1/3}}$$

$$= 4,0606$$

7.2.8. Froude Number

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{gL}} = \frac{5,4012}{\sqrt{9,81 \times 22,50}} = 0,3636$$

7.2.9. Speed - Length Ratio

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = \frac{10,5}{\sqrt{73,818}} = 1,2221$$

3. PERHITUNGAN TAHANAN SISA (CR)

3.1. Perhitungan Tahanan Sisa (CR) standar

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dalam buku "*Resistance of Propulsion Ship*", yaitu menurut grafik 1 dan 2 dalam lampiran. (hal 119)

a. Untuk $L/\bar{V}^{1/3} = 4,0$ dan $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222$ dan $\phi = 0,55$

didapat harga $10^3 CR = 6,2$

Untuk $L/\bar{V}^{1/3} = 4,0$ dan $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222$ dan $\phi = 0,60$

didapat harga $10^3 CR = 6,2$

Untuk memperoleh harga $10^3 CR$ dalam kon-

disi $L/\bar{V}^{1/3} = 4,0$, $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222$ dan $\phi = 0,5998$

maka harus digunakan metode interpolasi yaitu :

$$10^3 CR = 6,2 + \left[\frac{0,5998 - 0,55}{0,60 - 0,55} \right] [6,2 - 6,2]$$

$$= 6,2$$

b. Untuk $L/\sqrt{V}^{1/3} = 4,5$ dan $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222$ dan $\varphi = 0,55$

didapat harga $10^3 CR = 5,8$

Untuk $L/\sqrt{V}^{1/3} = 4,5$ dan $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222$ dan $\varphi = 0,60$

didapat harga $10^3 CR = 5,8$

Untuk memperoleh harga $10^3 CR$ pada kondisi $L/\sqrt{V}^{1/3} = 4,5$, $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222$ dan $\varphi = 0,5998$ maka harus

digunakan metode interpolasi yaitu :

$$10^3 CR = 5,8 + \left[\frac{0,5998 - 0,55}{0,60 - 0,55} \right] [5,8 - 5,8]$$

$$= 5,8$$

c. Dari hasil-hasil yang didapat dari point a dan b, lalu dihitung besarnya $10^3 CR$ pada kondisi

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222 \text{ dan } \varphi = 0,5998$$

Dengan interpolasi didapat :

$$10^3 CR = 6,20 + \left[\frac{4,061 - 4,0}{4,5 - 4,0} \right] [5,8 - 6,2]$$

$$= 6,1512$$

3.3.2. Harga Koreksi-Koreksi

a. Koreksi terhadap B/T standar

Besarnya dihitung menurut rumus berikut ini

(Rumus SV.AA.HARVALD) :

$$10^3 CR = 0,16 (B/T - 2,5)$$

$$= 0,16 (2,88 - 2,5)$$

$$= 0,0624$$

b. Koreksi terhadap LCB standar

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dengan menggunakan grafik 3 dalam lampiran.(hal 128)

$$10^3 CR = \frac{\gamma}{\gamma_{LCB}} \frac{10^3 CR}{| \Delta LCB |}$$

Untuk :

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222 \text{ dan } \varphi = 0,55 \text{ didapat } \frac{\gamma}{\gamma_{LCB}} \frac{10^3 CR}{| \Delta LCB |} = 0,61$$

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,222 \text{ dan } \varphi = 0,60 \text{ didapat } \frac{\gamma}{\gamma_{LCB}} \frac{10^3 CR}{| \Delta LCB |} = 0,63$$

Dengan interpolasi didapat $\frac{\gamma}{\gamma_{LCB}} \frac{10^3 CR}{| \Delta LCB |}$ pada kondisi

$\varphi = 0,5998$ sebesar :

$$\frac{\gamma}{\gamma_{LCB}} 10^3 CR = 0,61 + \left[\frac{0,5998-0,55}{0,60 - 0,55} \right] [0,63 - 0,61]$$

$$= 0,6299$$

Jadi koreksi LCB adalah sebesar :

$$10^3 CR = 0,6299 \times 0,0875$$

$$= 0,05512$$

c. Koreksi terhadap hull form

Karena direncanakan fore body dan after body mempunyai bentuk V dan bentuk V, maka tidak ada koreksi.

d. Koreksi terhadap bentuk bow

Besarnya adalah dihitung menurut SV.AA. HARVALD yaitu dengan melihat tabel 1 dalam lampiran. (hal 129).

Untuk $F_n = 0,36$, $\varphi = 0,5$ didapat $10^3 CR = -0,4$
 $F_n = 0,36$, $\varphi = 0,6$ didapat $10^3 CR = ..$

maka untuk $\varphi = 0,5998$:

$$10^3 CR = -0,4 + \left[\frac{0,5998-0,55}{0,60 - 0,55} \right] [.. - 0,4]$$

$$=-0,40.$$

Untuk $F_n = 0,39$, $\varphi = 0,5$ didapat $10^3 CR = -0,4$
 $F_n = 0,39$, $\varphi = 0,60$ didapat $10^3 CR =$

maka untuk $\varphi = 0,732$:

$$10^3 CR = -0,4 + \left[\frac{0,5998 - 0,55}{0,60 - 0,55} \right] [-0,4 - .]$$

$$= -0,4.$$

Untuk $F_n = 0,3636$ didapat :

$$10^3 CR = -0,40 + \left[\frac{0,3636 - 0,36}{0,39 - 0,36} \right] [0,4 - 0,4]$$

$$= -0,40$$

e. Koreksi terhadap Appendages

- Rudder = no correction
- Bige keel = no correction
- Shaft brackets and shaft = no correction

untuk fine ship ditambahkan $(5 - 8) \times 10^3 CR$

- Bossing = $(3 - 5) \times 10^3 CR$ standar

$$10^3 CR = 3\% \times 6,1512$$

$$= 0,1845$$

3.3.3. Jumlah Total Tahanan Sisa (CR)

$$10^3 CR = 6,1512 + 0,0624 + 0,6299 + 0,05512$$

$$- 0,40 + 0,1845$$

$$= 6,68312$$

3.4. INCREMENTAL RESISTANCE (Ca)



Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dalam
"Resistance of Propulsion Ship" yaitu :

untuk 1000 ton , $Ca = 0,6 * 10^{-3}$

untuk 10000 tin , $Ca = 0,4 * 10^{-3}$

sehingga bila beda $Ca = 0,2 * 10^{-3}$, beda Disp= 9000 ton
 dengan ekstrapolasi didapatkan :

$$x = 0,2 * 10^{-3} (1000 - 174,90) / 9000 = 1,834 * 10^{-5}$$

maka diperoleh $Ca = 0,6 * 10^{-3} + (1,834 * 10^{-5})$

$$Ca = 0,61834 * 10^{-3}$$

3.5. AIR RESISTANCE AND STEERING RESISTANCE

Besarnya dihitung menurut SV.AA.HARVALD dalam
"Resistance of Propulsion Ship" yaitu :

Untuk air resistance $10^3 CAA = 0,07$

Untuk steering resistance $10^3 CAS = 0,04$

3.6. TAHANAN GESEK

Perhitungan didasarkan pada hal 127 yaitu ter-
 gantung pada panjang dan kecepatan kapal.

Dengan metode interpolasi didapat :

Untuk $L = 20$ m Vs = 5,00 m/s didapat $10^3 Cf = 2,15$

$L = 20 \text{ m}$ $V_s = 6,0 \text{ m/s}$ didapat $10^3 C_F = 2,09$

maka untuk $L = 20 \text{ m}$, $V_s = 5,40 \text{ m/s}$ didapat :

$$10^3 C_F = 2,15 + \left[\frac{5,40 - 5,00}{6,0 - 5,00} \right] [2,09 - 2,15]$$

$$= 2,126$$

Untuk $L = 40 \text{ m}$, $V_s = 5,00 \text{ m/s}$ didapat $10^3 C_F = 1,586$

$L = 40 \text{ m}$, $V_s = 6,0 \text{ m/s}$ didapat $10^3 C_F = 1,578$

maka untuk $L = 100 \text{ m}$, $V_s = 7,20 \text{ m/s}$ didapat :

$$10^3 C_F = 1,586 + \left[\frac{5,40 - 5,00}{6,0 - 5,00} \right] [1,578 - 1,586]$$

$$= 1,5828$$

Jadi untuk $L = 22,50 \text{ m}$

$$10^3 C_F = 2,126 + \left[\frac{22,50 - 20}{40 - 20} \right] [1,5828 - 2,126]$$

$$= 2,0581$$

Koreksi terhadap C_F :

$$C_F' = C_F \frac{S_1}{S}$$

dimana : $S_1 = 1,05 \text{ S}$

maka didapat :

$$C_F' = (2,0581 \times 1,05) 10^{-3}$$

$$= 2,161 \times 10^{-3}$$

4.7. TOTAL TAHANAN YANG BEKERJA PADA KAPAL

Besarnya dihitung menurut perhitungan seperti di bawah ini :

$$\begin{aligned}
 C_T &= C_R + C_F + C_A + C_{AA} + C_{AS} \\
 &= (6,68 + 2,16 + 0,618 + 0,07 \\
 &\quad + 0,04) \cdot 10^{-3} \\
 &= 9,572 \cdot 10^{-3} \\
 10^3 C_T &= 9,572
 \end{aligned}$$

3.8. PERHITUNGAN DAYA EFEKTIF PADA KEADAAN PERCOBAAN DAN KEADAAN SEBENARNYA

.-Kondisi Percobaan

$$P_E = R_T \times V$$

dimana

$$\begin{aligned}
 R_T &= C_T \times \frac{1}{2} \rho V^2 S \\
 &= 0,009572 \times 0,5 \times 1,025 \times 5,40^2 \times 149,94 \\
 &= 21,44 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Tahanan kapal yang akan ditarik : 50 N

Kecepatan kapal waktu menarik kapal : 6 knot

$$= 3,084 \text{ m/s}$$

jadi Daya $P_E = (21,44 + 50) \times 3,084$

$$= 220,32 \text{ Kwatt}$$

$$= 295,34 \text{ HP}$$

9. PERHITUNGAN EFFISIENSI PROPELLER

$$Q = 578,93 \text{ kgm}$$

sehingga harga K_q :

$$K_q = \frac{578,93}{104,5 * 6 * 1,5} = 0,0203$$

Untuk harga K_q dengan diameter (1,0 - 1,8) m lain :

$$- D = 1,0 \text{ m} \quad K_q = 0,154$$

$$- D = 1,1 \text{ m} \quad K_q = 0,096$$

$$- D = 1,2 \text{ m} \quad K_q = 0,062$$

$$- D = 1,3 \text{ m} \quad K_q = 0,0414$$

$$- D = 1,4 \text{ m} \quad K_q = 0,0286$$

$$- D = 1,5 \text{ m} \quad K_q = 0,0203$$

$$- D = 1,6 \text{ m} \quad K_q = 0,0147$$

$$- D = 1,7 \text{ m} \quad K_q = 0,0108$$

$$- D = 1,8 \text{ m} \quad K_q = 0,008144$$

Dengan menghitung harga $J : V_a / n D$

maka didapatkan masing-masing harga dengan berbagai diameter yang berbeda dan dengan melihat pada grafik data

pada buku Havard , didapatkan harga efisiensi propeller adalah sebagai berikut :

- D = 1,0 m	J = 0,826	$\eta_p = 0,49$
- D = 1,1 m	J = 0,751	$\eta_p = 0,50$
- D = 1,2 m	J = 0,688	$\eta_p = 0,55$
- D = 1,3 m	J = 0,635	$\eta_p = 0,58$
- D = 1,4 m	J = 0,5898	$\eta_p = 0,59$
- D = 1,5 m	J = 0,550	$\eta_p = 0,62$
- D = 1,6 m	J = 0,516	$\eta_p = 0,595$
- D = 1,7 m	J = 0,486	$\eta_p = 0,5649$
- D = 1,8 m	J = 0,459	$\eta_p = 0,53$

Karena besarnya diameterpropeller adalah 1,5 m, maka besarnya efisiensi propeller adalah $0,62 = 62 \%$.

§.10. PERHITUNGAN BHP MOTOR INDUK

Berdasarkan nilai efektif horse power diatas, kemudian dapat dihitung besarnya harga DHP yaitu dengan rumus :

$$DHP = EHP/PC$$

dimana :

PC = Propulsion Coeffisient

$$= \eta_h \times \eta_{rr} \times \eta_p$$

η_h = hull coefficient

$$= \frac{(1 - t)}{(1 - w)}$$

t = thrust deduction factor, untuk berbaling-baling ganda harga t adalah = . w

w = Wake fraction, untuk baling-baling ganda :

$$w = -0,20 + (0,55 \times C_b)$$

$$= -0,20 + (0,55 \times 0,517)$$

$$= 0,0827$$

$$t = 0,0827$$

$$\eta_{Hh} = 1,000$$

η_{rr} = relatif rotatif efficient

= 0,95 - 1,09 untuk twin screw

η_p = efisiensi propeller

$$= 0,62$$

$$PC = 1,000 \times 1,08 \times 0,62$$

$$= 0,6696$$

Sehingga didapat besarnya DHP :

$$DHP = \frac{295,34}{0,6696}$$

$$= 441,06 \text{ HP}$$

Selanjutnya BHP didapat dari rumus persamaan berikut

ini :

$$\text{BHP} = \text{DHP} (1 + K_m + K_c)$$

dimana :

K_m = koreksi karena letak kamar mesin, untuk kamar mesin dibelakang sebesar 0,03

K_c = koreksi cuaca, karena kapal berlayar dengan route Asia Timur Jauh maka dikoreksi sebesar 15 %.

Maka didapat BHP sebesar :

$$\begin{aligned}\text{BHP} &= 441,06 \times (1 + 0,03 + 0,15) \\ &= 520,15 \text{ HP}\end{aligned}$$

Kondisi BHP diatas adalah dalam keadaan CSR dan untuk menghitung besarnya BHP pada kondisi MCR maka besarnya BHP harus dikoreksi antara 80 - 85% sehingga didapat :

$$\begin{aligned}\text{BHP} &= \frac{520,150}{0,85} \\ &= 577,95 \text{ HP}\end{aligned}$$

Sehingga dapat dipilih harga kebutuhan tenaga mesin induk sekitar $2 * 400 \text{ HP}$.

3.11. PENGUJIAN KAVITASI.

Dari propeller tersebut diatas dilakukan perhitungan

terhadap pengaruh kavitasi pada daun propeller, perhitungannya sebagai berikut :

a. Tinggi sarat (T) : 2,25

b. Tinggi poros dari base line (E) : 1,14 m

c. Tinggi gelombang (H) : $0,75\% \times LPP$

$$H = 0,16125 \text{ m}$$

d. Water Load diatas sumbu poros baling-baling :

$$h = (T - E) + H = 1,27125 \text{ m}$$

e. Tekanan hidrostatik didalam air laut :

$$P_o = h (1,025) \cdot 1000 \text{ kg/m}^2$$

$$= 1,30303 \text{ ton/m}^2$$

$$= 1303,03 \text{ kg/m}^2$$

f. Tekanan atmosfer (tekanan pressure) :

$$e = 10100 \text{ kg/m}^2$$

g. Tekanan statis pada sumbu poros propeller :

$$P_o + e = 11403,03 \text{ kg/m}^2$$

h. Speed of advance :

$$V_a = (1 - w) V_s$$

$$= (1 - 0,0827) 5,40 \text{ m/s}$$

$$= 4,9534 \text{ m/s}$$

$$= 9,63 \text{ knot}$$

i. Perhitungan Daya dorong (Thrust) :

$$S = DHP * 75 * \eta_p * 1,025 / V_a$$

i. Angka kavitasi (σ_o)

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{P_o + e}{0,5 \rho V_a^2} = \frac{11403,03}{0,5 \times 104,54 \times 4,95^2} \\ &= 16,030 \end{aligned}$$

Dari gambar 123 buku Van Lameren didapat batas kavitasi adalah $\frac{S/F_p}{P_o - e} = 0,345$

Maka didapat :

$$S/F_p = 0,345 \times 11403,03 = 3934,046$$

$$\begin{aligned} F_a &= \text{Blade area ratio} \times 0,25 \times \pi \times D^2 \\ &= 1,7615 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_p' &= F_a (1,067 - 0,224 H_o/D) \\ &= 1,7615 (1,067 - 0,224 * 0,6) = 1,643 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S &= SHP \times 75 \times \eta_p \times 1,025/V_a \\ &= 288 * 75 * 0,62 * 1,025 / 3,69 = 3722,72 \end{aligned}$$

sehingga $F_p = 3722,72 / 3934,046 = 0,9463$; dan propeller tidak mengalami terjadi kavitasi.

Untuk harga-harga kavitasi dari berbagai jenis mesin dapat dilihat dalam tabel program Lotus 123

B A B VI

ANALISA PERHITUNGAN GETARAN PADA SISTEM PROPULSI

6.1. GETARAN LONGITUDINAL

Getaran yang terjadi pada kapal yang searah garis sumbu horinsontal, maka harga dari frekuensi eksitasi propeller adalah :

$$f = (360 / 60 \text{ Rpm}) 3 = 18 \text{ Hz} , N_p = 360 \text{ Rpm}$$

Thrust max propeller pada kecepatan penuh (T_R) = $R / 1-t$
untuk $t = \omega = 0,08435$; R = tahanan total = 71,44 N.

$$\text{maka } T_R = 71,44 / 1 - 0,08435 = 78,021 \text{ N}$$

Diambil harga $B = 0,05$, maka amplitudo darigaya eksitasi pada kecepatan penuh : $F(\omega_{\max}) = B \times T_R = 0,05 \times 78,021$
 $= 3,90105 \text{ N}$

Konstanta pegas poros propeller :

$$K_1 = A \cdot E / L$$

jika harga E adalah sama untuk semua bagian poros yaitu : $1,045 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$, sehingga didapatkan :

untuk $d_1 = 143 \text{ mm}$; $d_2 = 75 \text{ mm}$; $L = 1,2 \text{ m}$, maka

$$k_1 = 31637,995 \text{ N/mm}$$

untuk $d_1 = 148 \text{ mm}$; $d_2 = 74 \text{ mm}$; $L = 0,9 \text{ m}$

$$k_2 = 49956,65 \text{ N/mm}$$

untuk $d_1 = 150 \text{ mm}$; $d_2 = 75 \text{ mm}$; $L = 4,8 \text{ m}$

$$k_3 = 9621,74 \text{ N/mm}$$

jadi K keseluruhan adalah 166718203,3 N/m

Sehingga amplitudo getaran pada kondisi resonansinya :

$$\bar{X} = (F/k)/(X) = 2,34 \cdot 10^{-7} \text{ mm} = 2,34 \cdot 10^{-10} \text{ m}$$

$$\text{Amplitudo percepatannya : } A = (\text{RPM} \cdot 2\pi \cdot N/60)^2 \bar{X}$$

$$A = (360 \cdot 2\pi \cdot 3/60)^2 \cdot 2,34 \cdot 10^{-10} / 9,81 \text{ g}$$

$$= 3,051 \times 10^{-7} \text{ g.}$$

dimana : g = gravitasi bumi

Dengan demikian harga ini sangat jauh sekali dengan batas yang diijinkan dari standart ; yaitu : $A = 0,25 \text{ g.}$

Dari tabel ISO untuk frekuensi 18 Hz, batas RMS untuk amplitudo getaran longitudinal adalah $7 \cdot 10^{-3} \text{ in.}$ untuk exposure selama 8 jam , jika pergantian jaga di Kamar mesin adalah 4 jam, maka batas ini dikalikan dengan faktor 1,68, sehingga : $A = \text{FR. } A = 1,68 * 7 \cdot 10^{-3} = 0,001176 \text{ in}$
 $= 2,99 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

Dari perhitungan terdahulu, amplitudo adalah $2,34 \times 10^{-10} \text{ m.}$ Dengan demikian jauh kurang dari standart yang diperbolehkan .

6.2. GETARAN TORSIONAL PADA SISTEM PROPULSI

Untuk menghitung besarnya harga frekuensi natural sistem dari propulsi, menentukan terlebih dahulu harga-harga (Seperti pada gambar bab terdahulu) ialah :

6.2.1. Momen Inersia

- Momen Inersia Propeller :

$$J_1 = J_w + J_m$$

$$J_m = 28 \times 10^{-8} \times \gamma \times D^5 \times A/Ad (A/Ad + 3)$$

$$\text{dimana : } \gamma = 6,8 \times 10^{-3} \text{ kg cm}^{-3}; A/Ad = 0,4033 ; D = 150 \text{ cm}$$

$$H/D = 0,6 ; a = A/Ad \times H/D = 0,24198$$

$$J_m = 198,45$$

$$J_w = 6,7 \times 10^{-10} \times D^5 (a - 0,1)(a + 5)$$

$$= 37,87$$

$$J_1 = 236,32 \text{ kg cm s}^2$$

- Momen Inersia Kopling I,II & III :

Berat kopling untuk D = 45 cm ; L = 30 cm ,

$$\gamma = 7,8 \times 10^{-3} \text{ kg cm}^{-3} ; \quad W_1 = 372,16$$

$$W_D = 372,16 \times 0,885^2 = 291,49$$

$$J_2 = 2,55 \times 291,49 = 743,29 \text{ kg cm s}^2$$

Berat kopling untuk D = 40 cm ; L = 28 cm ,

$$W_2 = 274,45$$

$$W_D = 274,45 \times 0,885^2 = 214,96$$

$$J_3 = 2,55 \times 214,96 = 548,14 \text{ kg cm s}^2$$

$$J_a = J_1 + J_2 + J_3 = 1527,75 \text{ kg cm s}^2$$

- Momen Inersia Kopling Gear Box dan mesin :

- CATERPILLAR (D379):

Berat Kopling untuk Dg = 45 cm ; L = 30 cm

$$W_g = 372,16$$

$$W_D = 372,16 \times 0,14^2 = 7,29 , \text{ jadi}$$

$$J_4 = 2,55 \times 7,29 = 18,6$$

- CATERPILLAR (3412-V12):

Berat Kopling untuk Dg = 38 cm ; L = 25 cm

$$W_g = 221,15$$

$$W_D = 221,15 \times 0,14^2 = 4,33 , \text{ jadi}$$

$$J_4 = 2,55 \times 4,33 = 11,04$$

- WARTSILA

Berat Kopling untuk Dg = 50 cm ; L = 30 cm

$$W_g = 459,46$$

$$W_D = 459,46 \times 0,14^2 = 9,01, \text{ jadi}$$

$$J_4 = 2,55 \times 9,01 = 22,96$$

- DAIHATSU

Berat Kopling untuk $D_g = 36 \text{ cm}$; $L = 25 \text{ cm}$

$$W_g = 198,49$$

$$W_D = 198,49 \times 0,14^2 = 3,89, \text{ jadi}$$

$$J_4 = 2,55 \times 3,89 = 9,92$$

- Momen Inersia Masing Piston :

-CATERPILLAR (D379):

untuk $W_2 = 44,30 \text{ kg}$; $W_{pg} = 41,92 \text{ kg}$; $r = 10,15 \text{ cm}$

$W_1 = 7,25 \text{ kg}$; $a = 14,77 \text{ cm}$; $b = 29,53 \text{ cm}$

$t = 4,8 \text{ cm}$; $h = 20,8 \text{ cm}$; $c = 6 \text{ cm}$

$$J_P = 1,7534 + 5,289 = 7,0424 \text{ kg cm s}^2$$

-CATERPILLAR (3412-V12) :

untuk $W_2 = 25,60 \text{ kg}$; $W_{pg} = 23,36 \text{ kg}$; $r = 7,60 \text{ cm}$

$W_1 = 5,89 \text{ kg}$; $a = 11,01 \text{ cm}$; $b = 22,02 \text{ cm}$

$t = 4,0 \text{ cm}$; $h = 18,5 \text{ cm}$; $c = 5,85 \text{ cm}$

$$J_P = 1,1542 + 1,796 = 2,94 \text{ kg cm s}^2$$

-WARTSILA :

untuk $W_2 = 48,8 \text{ kg}$; $W_{pg} = 47,44 \text{ kg}$; $r = 12,0 \text{ cm}$

$W_1 = 12,95 \text{ kg}$; $a = 15,6 \text{ cm}$; $b = 31,2 \text{ cm}$

$t = 8,5 \text{ cm}$; $h = 25,6 \text{ cm}$; $c = 13,5 \text{ cm}$

$$J_P = 11,383 + 8,96 = 20,343 \text{ kg cm s}^2$$

-DAIHATSU :

untuk $W_2 = 25,8 \text{ kg}$; $W_{pg} = 21,96 \text{ kg}$; $r = 11,5 \text{ cm}$

$W_1 = 5,44 \text{ kg}$; $a = 12,5 \text{ cm}$; $b = 25,0 \text{ cm}$

$$t = 5,0 \text{ cm} ; h = 22,5 \text{ cm} ; c = 8 \text{ cm}$$

$$JP = 2,27 + 3,95 = 6,22 \text{ kg cm s}^2$$

- Momen Inersia Flywheel :

-CATERPILLAR (D379):

Berat flywheel untuk Df = 60 cm ; L = 15 cm

$$Wf = 330,81$$

$$WD = 330,81 \times 0,14^2 = 6,484 , \text{ jadi}$$

$$J6 = 2,55 \times 6,484 = 16,53 \text{ kg .cm .s}^2$$

$$\text{Sehingga } Jb = (n)^2 . (J4 + (JP \times 4) + J6) = 784,31 \text{ kg.cm.s}^2$$

-CATERPILLAR (3412-V12):

Berat flywheel untuk Df = 60 cm ; L = 10 cm

$$Wf = 220,54$$

$$WD = 220,54 \times 0,14^2 = 4,323 , \text{ jadi}$$

$$J6 = 2,55 \times 4,323 = 11,23 \text{ kg .cm .s}^2$$

$$\text{Sehingga } Jb = (n)^2 . (J4 + (JP \times 4) + J6) = 494,5 \text{ kg.cm.s}^2$$

-WARTSILA :

Berat flywheel untuk Df = 80 cm ; L = 15 cm

$$Wf = 588,11$$

$$WD = 588,11 \times 0,14^2 = 11,53 , \text{ jadi}$$

$$J6 = 2,55 \times 7,680 = 29,39 \text{ kg .cm .s}^2$$

$$\text{Sehingga } Jb = (n)^2 . (J4 + (JP \times 4) + J6) = 849,19 \text{ kg.cm.s}^2$$

-DAIHATSU :

Berat flywheel untuk Df = 55 cm ; L = 12 cm

$$Wf = 220,54$$

$$WD = 220,54 \times 0,14^2 = 4,323 , \text{ jadi}$$

$$J6 = 2,55 \times 4,323 = 11,20 \text{ kg .cm .s}^2$$

$$\text{Sehingga } Jb = (n)^2 . (J4 + (JP \times 4) + J6) = 679,15 \text{ kg.cm.s}^2$$

6.2.2. Kekakuan Pegas Poros

- Kekakuan Pegas antara Kopling dan Propeller :

(sama untuk semua mesin)

$$\text{Momen inersia polar } I_p = \pi (D_1^4 - D_2^4) / 32$$

$$\text{untuk } D_1 = 15 \text{ cm} ; D_2 = 7,5 \text{ cm} ; I_p = 4659,47 \text{ cm}^4$$

$$\text{Dan Kekakuan Pegas } K = I_p \cdot G / l$$

$$\text{jika } G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 ; l = 504,2 \text{ cm}$$

$$\text{maka } K_1 = 7,244 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$$

- Kekakuan Pegas antara Kopling :

$$\text{untuk } D_1 = 14,8 \text{ cm} ; D_2 = 7,4 \text{ cm} ; I_p = 4415,89 \text{ cm}^4$$

$$\text{jika } G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 ; l = 63,4 \text{ cm}$$

$$\text{maka } K_2 = 5,46 \times 10^9 \text{ kg/cm}^2$$

- Kekakuan Pegas antara Kopling dan Gear Box :

$$\text{untuk } D_1 = 14,5 \text{ cm} ; D_2 = 7,5 \text{ cm} ; I_p = 4029,19 \text{ cm}^4$$

$$\text{jika } G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 ; l = 103,0 \text{ cm}$$

$$\text{maka } K_3 = 3,07 \times 10^9 \text{ kg/cm}^2$$

- Kekakuan antara Gear Box dan Kopling Mesin :

- CATERPILLAR V8 :

$$\text{Diameter Poros Pejal (D) = 8,0 cm} ; l = 40 \text{ cm}$$

$$\text{maka } K_4 = 7,88 \times 10^8 \text{ kg.cm}^{-2}$$

- CATERPILLAR V12:

$$\text{Diameter Poros Pejal (D) = 8,0 cm} ; l = 25 \text{ cm}$$

$$\text{maka } K_4 = 1,26 \times 10^9 \text{ kg.cm}^{-2}$$

- WARTSILA :

$$\text{Diameter Poros Pejal (D) = 10,6 cm} ; l = 25 \text{ cm}$$

$$\text{maka } K_4 = 3,89 \times 10^9 \text{ kg.cm}^{-2}$$

- DAIHATSU :

Diameter Poros Pejal (D) = 8,4 cm ; l = 30 cm

maka $K_4 = 1,28 \times 10^9 \text{ kg.cm}^{-2}$

- Kekakuan antara Kopling Gear Box dan Mesin :

- CATERPILLAR :

Diameter poros pejal D = 8,0 cm ; l = 15 cm

$$k_5 = \frac{\pi \cdot (8,0)^4 G}{32 \times 15} = 2,10 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 2,10 \times 10^9$$

$$= 2,60 \times 10^{10} \text{ kg.cm}^{-1}$$

- CATERPILLAR (V12) :

Diameter poros pejal D = 8,0 cm ; l = 16,5 cm

$$k_5 = \frac{\pi \cdot (8,0)^4 G}{32 \times 16,5} = 1,91 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 1,91 \times 10^9$$

$$= 2,367 \times 10^{10} \text{ kg.cm}^{-1}$$

- WARTSILA :

Diameter poros pejal D = 10,4 cm ; l = 10,6 cm

$$k_5 = \frac{\pi \cdot (10,4)^4 G}{32 \times 10,6} = 3,83 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 3,83 \times 10^9$$

$$= 2,43 \times 10^{10} \text{ kg.cm}^{-1}$$

- DAIHATSU :

Diameter poros pejal D = 8,4 cm ; l = 13,67 cm

$$k_5 = \frac{\pi \cdot (8,4)^4 G}{32 \times 13,67} = 2,80 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 2,80 \times 10^9$$

$$= 3,26 \times 10^{10} \text{ kg.cm}^{-1}$$

- Kekakuan pada Poros Crank Shaft :

- CATERPILLAR :

untuk $D_z = 8,2 \text{ cm}$; $d_z = 8,0 \text{ cm}$; $B = 16 \text{ cm}$; $T = 5,0 \text{ cm}$

$A = 7,2 \text{ cm}$; $D = 8,6 \text{ cm}$; $d = 8,4 \text{ cm}$; $r = 10,15 \text{ cm}$

Diameter Poros Pejal (D) = 8,4 cm ; l = 30 cm

maka $K_4 = 1,28 \times 10^9 \text{ kg.cm}^{-2}$

- Kekakuan antara Kopling Gear Box dan Mesin :

- CATERPILLAR :

Diameter poros pejal D = 8,0 cm ; l = 15 cm

$$k_5 = \pi \cdot (8,0)^4 G / 32 \times 15 = 2,10 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 2,10 \times 10^9$$

$$= 2,60 \times 10^{10} \text{ kg cm}^{-1}$$

- CATERPILLAR (V12) :

Diameter poros pejal D = 8,0 cm ; l = 16,5 cm

$$k_5 = \pi \cdot (8,0)^4 G / 32 \times 16,5 = 1,91 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 1,91 \times 10^9$$

$$= 2,367 \times 10^{10} \text{ kg cm}^{-1}$$

- WARTSILA :

Diameter poros pejal D = 10,4 cm ; l = 10,6 cm

$$k_5 = \pi \cdot (10,4)^4 G / 32 \times 10,6 = 3,83 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 3,83 \times 10^9$$

$$= 2,43 \times 10^{10} \text{ kg cm}^{-1}$$

- DAIHATSU :

Diameter poros pejal D = 8,4 cm ; l = 13,67 cm

$$k_5 = \pi \cdot (8,4)^4 G / 32 \times 13,67 = 2,80 \times 10^9$$

$$k_5' = n^2 k_4 = 3,52^2 \cdot 2,80 \times 10^9$$

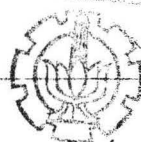
$$= 3,26 \times 10^{10} \text{ kg cm}^{-1}$$

- Kekakuan pada Poros Crank Shaft :

- CATERPILLAR :

untuk $D_z = 8,2 \text{ cm}$; $d_z = 8,0 \text{ cm}$; $B = 16 \text{ cm}$; $T = 5,0 \text{ cm}$

$A = 7,2 \text{ cm}$; $D = 8,6 \text{ cm}$; $d = 8,4 \text{ cm}$; $r = 10,15 \text{ cm}$



$$; W = 8,5 \text{ cm} ; D = 8,0 \text{ cm} ; G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Jika } K = \pi D^4 G / 32.L_e$$

$$\text{maka } l_e = 229,26 \text{ cm} ; K_6 = 1,375 \times 10^8 \text{ kg cm}^{-1}$$

- CATERPILLAR V12 :

$$\text{untuk } D_z = 8,2 \text{ cm} ; d_z = 8,0 \text{ cm} ; B = 13,01 \text{ cm} ; T = 4,0 \text{ cm}$$

$$A = 9,3 \text{ cm} ; D = 8,6 \text{ cm} ; d = 8,4 \text{ cm} ; r = 7,6 \text{ cm}$$

$$; W = 8,6 \text{ cm} ; D = 8,0 \text{ cm} ; G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Jika } K = \pi D^4 G / 32.L_e$$

$$\text{maka } l_e = 203,4 \text{ cm} ; K_6 = 1,55 \times 10^8 \text{ kg cm}^{-1}$$

- WARTSILA :

$$\text{untuk } D_z = 10,6 \text{ cm} ; d_z = 10,4 \text{ cm} ; B = 18,46 \text{ cm} ; T = 8,5 \text{ cm}$$

$$A = 9,73 \text{ cm} ; D = 10,7 \text{ cm} ; d = 10,5 \text{ cm} ; r = 12 \text{ cm}$$

$$; W = 13,5 \text{ cm} ; D = 10,4 \text{ cm} ; G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Jika } K = \pi D^4 G / 32.L_e$$

$$\text{maka } l_e = 383,89 \text{ cm} ; K_6 = 2,321 \times 10^8 \text{ kg cm}^{-1}$$

- DAIHATSU :

$$\text{untuk } D_z = 8,6 \text{ cm} ; d_z = 8,4 \text{ cm} ; B = 12 \text{ cm} ; T = 8,5 \text{ cm}$$

$$A = 6,0 \text{ cm} ; D = 8,8 \text{ cm} ; d = 8,6 \text{ cm} ; r = 11,5 \text{ cm}$$

$$; W = 8,0 \text{ cm} ; D = 8,4 \text{ cm} ; G = 78,4 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Jika } K = \pi D^4 G / 32.L_e$$

$$\text{maka } l_e = 219,23 \text{ cm} ; K_6 = 1,75 \times 10^8 \text{ kg cm}^{-1}$$

6.2.3. Harga Frekuensi Natural Sistem Propulsi :

$$1/K_{eq} = 1/K_1 + 1/K_2 + 1/K_3 + 1/(n^2 \times K_4) +$$

$$+ 1/(n^2 \times K_5) + ((1/n^2 \times K_6) \times N)$$

dimana N = jumlah bantalan tetap

$$J_a = J_1 + J_2 + J_3 = 1527,75$$

$$J_b = n^2 [J_4 + J_5 + (J_6 \times N)]$$

Maka frekuensi natural :

$$F_n = \sqrt{\frac{K_{eq} (J_a + J_b)}{J_a \times J_b}}$$

Sehingga harga frekuensi natural masing-masing dapat dilihat pada tabel lotus 123.

6.3. GAYA YANG DITERUSKAN PADA PONDASI MESIN

Besarnya Gaya yang diteruskan pada pondasi mesin tergantung dari jenis mesin yang digunakan, oleh sebab itu besaran gaya dari masing-masing mesin adalah :

- CATERPILLAR :

- Putaran mesin : 1200 RPM = 20 rad/s

- Massa Mesin : 4005 kg

- Diameter Piston : 0,159 m

- Luas Penampang pondasi : 0,050 m²

- Panjang Pondasi Mesin : 3,6 m

- Gaya Tekanan Gas :

$$F_p = 13,67 \times 10^4 \times 9,91 \times \pi \times (D)^2 / 4 = 26626 \text{ N}$$

- Konstanta Pegas (k) :

$$k = 0,05 \times 2,069 \times 10^{11} / 3,6 = 2,8736 \times 10^9 \text{ N/m}$$

- Penyimpangan statik :

$$y = 4005 \times 9,81 / k = 1,3672 \times 10^{-5} \text{ m}$$

- Frekuensi natural :

$$f_n = 1/2\pi (9,81/y)^{1/2} = 134,82 \text{ Hz}$$

- Amplitudo getaran : x

$$X = (F_p/k) / ((1 - \omega/\omega_n)^2 + (2\zeta \omega/\omega_n)^2)^{1/2}$$

$$= 9,4056 \times 10^{-6} \text{ m}$$

- Transmibilitas $Tr =$

$$Tr = ((1 + (2\zeta \cdot \omega_m / f_n)^2)^{1/2} / ((1 - (\omega_m / f_n)^2)^2 + (2\zeta \cdot \omega_m / f_n)^2)^{1/2})$$

$$Tr = 1,0221787$$

- Gaya transmibilitas : $Tr \cdot F_p = 27217,52 \text{ N}$

Data yang lain dapat dilihat pada perhitungan dengan

Lotus diagram .

GAYA GETAR

JENIS MESIN	PUTAR MESIN (rad/s)	MASSA (KG)	DIAMET PISTON (M)	LUAS PE PONDASI (M ²)	PANJANG PONDASI (M)	GAYA PENGANGGAP (N)	MODULUS ELAST (N/M)	KONST PG (N/M)	KONST PG (N/M)	FREK NATURAL (Hz)	TRANSMISI LITAS (TR)	AMPLITUDO (M)	GAYA TRANSBILI (N)
I. CATERPILLAR G-379	20	4005	0,159	0,050	3,60	2,66E+04	2,1E+11	2,9E+09	1,4E-05	134,81	1,0222	9,41E-06	2,72E+04
II. WARTSILA 4R22	15	7500	0,220	0,050	3,60	5,10E+04	2,1E+11	2,9E+09	2,6E-05	98,52	1,0234	1,80E-05	5,22E+04
III. DAIHATSU 6PKTJM-16A	20	3350	0,160	0,050	3,60	2,70E+04	2,1E+11	2,9E+09	1,1E-05	147,40	1,0185	9,50E-06	2,75E+04
IV. CATERPILLAR 3412-V12	20	2415	0,137	0,050	3,60	1,98E+04	2,1E+11	2,9E+09	8,2E-06	173,61	1,0133	6,94E-06	2,00E+04

GETARAN TORSIONAL PADA SISTEM PROPULSI

JENIS MESIN	J1 PROP KG CM S2	J2 KOPL I KG CM S2	J3 KOPL II KG CM S2	mm2xJ4 KOPL III KG CM S2	mm2xJ5 PISTON KG CM S2	mm2xJ6 FLYWHEEL KG CM S2	JA KG CM S2	JB KG CM S2
I. CATERPILLAR G-379	236,32	743,29	548,14	230,46	349,03	204,81	1527,75	784,31
II. CATERPILLAR 3412-V12	236,32	743,29	548,14	136,79	218,57	139,14	1527,75	494,50
III. WARTSILA 4R22	236,32	743,29	548,14	145,81	516,74	186,64	1527,75	849,19
IV. DAIHATSU 6PKTJM-16A	236,32	743,29	548,14	115,28	433,71	130,16	1527,75	679,15

	K1 PRS PROP KG CM-1	K2 PS KP I KG CM-1	K3 PS KP II KG CM-1	mm2xK4 PS KOP IV KG CM-1	mm2xK5 PS KOP V KG CM-1	mm2xK6 PS CRANK KG CM-1	1 / K eq EQUIVALEN	K eq EQUIVALEN KG CM-1	MARGA NATURAL (RAD/S)	FREKUENSI (PUT/S)
I. CATERPILLAR G-379	7,2E+08	5,5E+09	3,1E+09	9,76E+09	2,60E+10	1,7E+09	4,38E-09	2,28E+08	663,8802	105,6598
II. CATERPILLAR 3412-V12	7,2E+08	5,5E+09	3,1E+09	1,56E+10	2,37E+10	1,9E+09	5,12E-09	1,95E+08	723,0708	115,0802
III. WARTSILA 4R22	7,2E+08	5,5E+09	3,1E+09	2,47E+10	2,43E+10	1,5E+09	4,68E-09	2,13E+08	625,3695	99,53065
IV. DAIHATSU 6PKTJM-16A	7,2E+08	5,5E+09	3,1E+09	1,49E+10	3,3E+10	2,0E+09	4,94E-09	2,03E+08	656,3397	104,4597

B A B VII

ANALISA PEMILIHAN MESIN PADA KAPAL
TUG BOAT " B R O M O "

1.1. DASAR PEMILIHAN MESIN

Dengan hasil yang telah didapatkan, maka terlebih dahulu melihat seberapa pertimbangan untuk memilih mesin sebuah kapal, antara lain sebagai berikut :

- Kemampuan mesin dalam memberikan service yang baik yakni, melayani route pelayaran baik untuk jarak dekat maupun yang jauh.
- Dari segi ekonomis, terutama dalam pemakaian kebutuhan Bahan Bakar, sehingga biaya pengoperasian dapat ditekan seminim mungkin.
- Dimensi dan berat instalasi mesin. Dipilih mesin yang mempunyai dimensi yang relatif lebih kecil, hal ini dimaksudkan untuk memudahkan pelaksanaan pembongkaran mesin (OVER HOUL), baik untuk Top Over Houl (penurunan mesin seluruhnya) yang sebaiknya dapat dilaksanakan di dalam kamar mesin.
- Mengusahakan mengganti dan memilih mesin yang memiliki B.H.P yang paling rendah tetapi masih

dalam batas perencanaannya. Hal ini disebabkan oleh harga pemeliharaan dan perawatan yang tinggi (umumnya biaya reparasi ditentukan dengan besarnya B.H.P mesin).

Kapal tug boat ini memiliki 2 mesin, yang masing-masing menggerakkan propeller . Adapun segi keuntungannya dari sistem instalasi propeller dan mesin ganda ini adalah antara lain :

- Umur daripada mesin akan lebih lama, hal ini disebabkan karena pada waktu kapal berlayar untuk kondisi seimbang (ballast) salah satu mesin dapat diistirahatkan.
- Pada saat over houl, sistem instalasi berganda akan mudah dalam pelaksanaan operasinya.
- Dari segi ekonomis dalam pemakaian Bahan Bakar yang relatif lebih rendah dibandingkan dengan sistem instalasi satu mesin.
- Akan lebih sesuai dengan kapal yang berbentuk buritan kapal U , atau ruangan kamar mesin yang melebar.

Sedangkan sebaliknya dalam segi kerugiannya adalah :

- Alignment dari sistem instalasi permesinan yang memerlukan perhatian yang lebih baik dan lebih

presisi, misalnya antara servo-shaft, intermediate shaft, gear box-shaft, dan engine-shaft.

- Perencanaan konstruksi pondasinya yang lebih rumit, misalnya pondasi mesin atau gear box khusus.
- Instalasi mesin berganda membutuhkan peralatan yang lebih modern misalnya : gear box khusus, C.P.P , yang akan memberikan dampak ganda yaitu disatu pihak kita dengan mudah melakukan pengontrolan terhadap instalasi tersebut dan dilain pihak akan menemukan kesulitan dalam sistem perawatan jika terjadi trouble (kerusakan /masalah).

7.2. PEMILIHAN JENIS MESIN

Dengan melihat hasil perhitungan yang didapatkan untuk masing-masing mesin adalah :

Harga Frekuensi natural dari mesin sendiri :

- CATERPILLAR (G379) : 135 hz
- WARTSILA (4R22) : 98,5 hz
- DAIHATSU (PKTdM-16A) : 147 hz
- CATERPILLAR (3412-V12) : 174 hz

Dan nilai frekuensi natural yang dihasilkan oleh gaya getaran torsional pada sistem propulsi kapal adalah :

- CATERPILLAR (G379) : 105,6598 hz
- WARTSILA (4R22) : 99,5307 hz
- DAIHATSU (PKTdM-16A) : 104,4597 hz
- CATERPILLAR (3412-V12) : 115,0802 hz

Sehingga kami akan lebih cenderung memilih jenis type

mesin pada :

Merk : DAIHATSU

Type : PKTdM-16A

Dengan memperhatikan beberapa pertimbangan - pertimbangan yang antara lain sebagai berikut :

- Besarnya BHP mesin yang lebih mendekati hasil perhitungan, sehingga mengurangi biaya perawatan (umumnya biaya re[arasi ditentukan oleh besarnya daya BHP). yaitu sebesar 400 HP
- Masih memenuhi persyaratan dari batas kavitasi.
- Harga Frekuensi natural mesin relatif lebih besar, sehingga dapat terhindar dari adanya getaran yang lebih tinggi.
- Gaya yang diteruskan padapondasi mesin relatif lebih kecil, karena berat mesin relatif lebih ringan.
- Cara pemasangan peralatan yang relatif lebih mudah.
- Panjang mesin dengan reduksi gear relatif lebih pendek (2920 mm).
- Harga jual mesin relatif lebih murah , hal ini dapat dilihat jumlah silinder ataupun peralatan yang mendukungnya sehingga biaya pembuatan material lebih murah dan cepat.

B A B VIII

KESIMPULAN DAN PENUTUP

8.1. KESIMPULAN

Dengan selesainya Tugas Akhir ini, ada beberapa hasil yang dapat diperoleh dengan membandingkan harga-harga yang bisa mempengaruhi keberadaan dari sistem yang bermesin ganda yang diantaranya menimbulkan getaran yang dihasilkan dari mesin itu sendiri. Adapun selain itu kami dapat menemukan dan menyimpulkan dari beberapa input, yang diantaranya sebagai berikut :

- Mesin yang bersilinder yang lebih banyak, maka besarnya harga getaran yang dihasilkannya relatif lebih kecil.
Ini dapat dilihat pada harga dari frekuensi natural mesin, dan amplitudo getaran.
- Harga Penyimpangan statik ditentukan oleh massa dari mesin itu sendiri. Jika massa mesin lebih besar, maka penyimpangannya menjadi naik.
- Harga bahan Konstanta pegas dipengaruhi oleh luas penampang benda dan panjang pondasi mesin.
- Frekuensi eksitasi propeller tergantung dari jumlah daun dan putaran propeller.
- Faktor yang mempengaruhi terjadinya kavitasi adalah besaran dari : luasan dari daun propeller, luas dari proyeksi daun propeller, daya dorong (thrust

), speed of advance, tinggi sarat , tinggi gelombang, tinggi poros dari base line, dan lain-lainnya.

- Besarnya harga tahanan kapal ditentukan oleh dimensi dari kapal, kecepatan kapal, bentuk kapal(C_b), dan lain-lainnya.

8.2. PENUTUP

Dengan mengucapkan syukur alhamdulillah, Tugas akhir ini telah selesai, berhubung banyaknya keterbatasan kami pada penyusunan Tugas Akhir ini. Mohon dengan sangat untuk berkenan dapat membantu dalam penyempurnaan buku ini, sehingga yang Insya Allah akan dapat digunakan sebagai tolak ukur dalam pertimbangan pemilihan jenis mesin yang akan digunakan.

Akhirul kata, kami mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang telah banyak membantu sehinggadapat terselesainya buku ini, dan juga sebelumnya mohon maaf bilamana terdapat adanya kesalahan dan kekurangan kami.

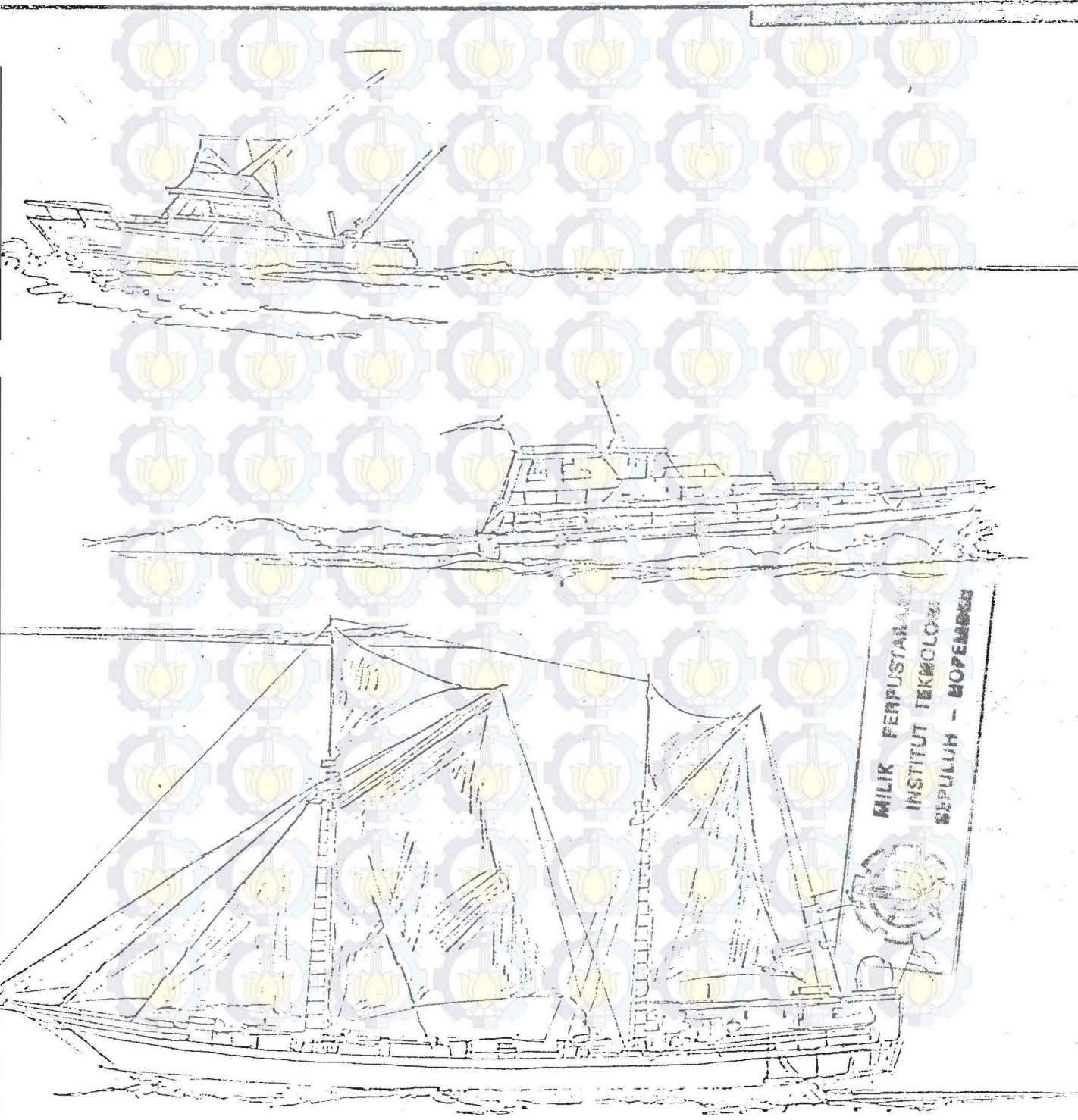
DAFTAR REFERENCE

1. Petrovsky, " MARINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE ".
2. Herald Phoel, "LECTURE OF SHIP DESIGN AND SHIP THEORY"
3. F.T.K. ITS , " MENGGAMBAR RENCANA GARIS ".
4. SV.A.A. Harvald , " RESISTANCE AND PROPULSION OF SHIP,
A WILEY. INTERSCIENCE PUBLICATION ". John Wiley &
Soons , NEW YORK 1983.
5. Lap. Ir.A.J.W , " DIAGRAM FOR DETERMINING THE
RESISTANCE OF SINGLE SCREW SHIP " . Netherlands.
6. Amstrong , " THE DIESEL ENGINE ".
7. J. Thompson , " TEORI GETARAN DAN PENERAPANNYA ".
8. R.Mahardjo.W , " DIKTAT TAHANAN DAN PROPULSI ".

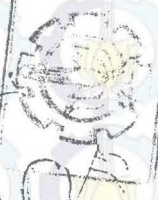
DATA MESIN YANG LAMA :

Type : M.A.N. 66 V 235 / 33 AL
FOUR CYCLE SINGLE ACTING, TRUNK
PISTON
TYPE DIESEL ENGINE WITH EXHAUST
SUPER CHARGER.
No Of Cylinder : 6
Cylinder Bore : 235 mm
Stroke : 230 mm
OUTPUT : CONT FULL ; 300 PS x 360 RPM
NORMAL ; 240 PS x 260 RPM
Length : 2840 mm
Width : 1050 mm

Sistem Marine



MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER



Cat Diesel Engines

V8 ■ V12 ■ V16 . . . 6.25 in x 8 in ■ 159 mm x 203 mm
Up to 1700 hp ■ 1270 kW*

- ☐ **Rugged four-cycle design**, medium operating speeds result in outstanding reliability and long service life.
 ☐ **Job-proven** in thousands of successful installations.
 ☐ **Designed for installation cost-saving and convenience.**
☐ **Application flexibility** . . . right- or left-hand rotation, power from either end, accessories located on either side, tandem capability.
- ☐ **No-adjustment fuel system** keeps full rated power and good fuel economy without periodic maintenance.
 ☐ **Low-cost fuels** usable as well as conventional diesel oils.
 ☐ **Operating and servicing convenience** . . . can equip for either side accessibility . . . minimum maintenance designed in.
 ☐ **CAT PLUS dealer services** provide extra value

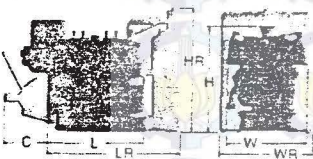
		D379		D399		D499	
		85°F Water Aftercooled	Jacket Water Aftercooled	85°F Water Aftercooled	Jacket Water Aftercooled	85°F Water Aftercooled	Jacket Water Aftercooled
Intermittent Rating @ 1300 rpm	hp	715	650	1075	975	1425	1300
	kW	533	485	802	725	1064	970
Continuous Rating @ 1200 rpm	hp	565	500	850	750	1125	1000
	kW	421	373	635	559	839	746
Torque Peak†	lb ft	3180	2785	4800	4300	5875	5350
	N·m	4310	3775	6520	5920	8070	7380
	@ rpm	950	950	950	950	950	950
Fuel Consumption at 80% load factor†	gal/hr	34	31	50	46	68	63
	liter/hr	128	120	190	175	258	239
Altitude† before derating	ft	2500	2500	3000	3000	3000	3000
	m	762	762	914	914	914	914

*kW – Kilowatts are International System of Units (SI) equivalent of horsepower, here denoting mechanical power.

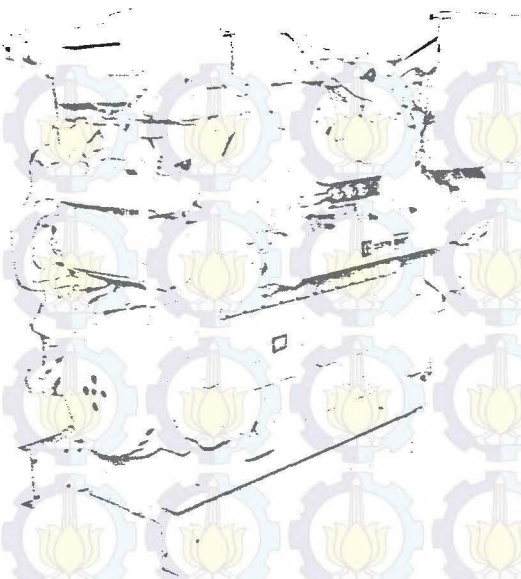
RATING CONDITIONS
Performance and ratings are based on SAEJ816 standard conditions of 29.38 in Hg (99.2 kPa) and 85°F (30°C). Ratings also apply at DIN 6270 standard conditions of 97.8 kPa (28.97 in Hg) and 20°C (68°F).
Fuel consumption is based on fuel oil having an HHV of 19,590 Btu/lb (45 570 kJ/kg) and weighing 7.076 lb/U.S. gal (848 q/liter).

†Performance of engine set at 1300 rpm intermittent

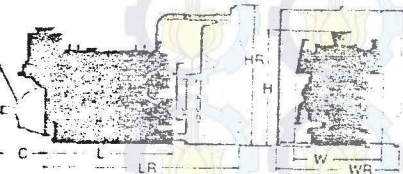
D379-V8
1964 cu in
32.2 litres



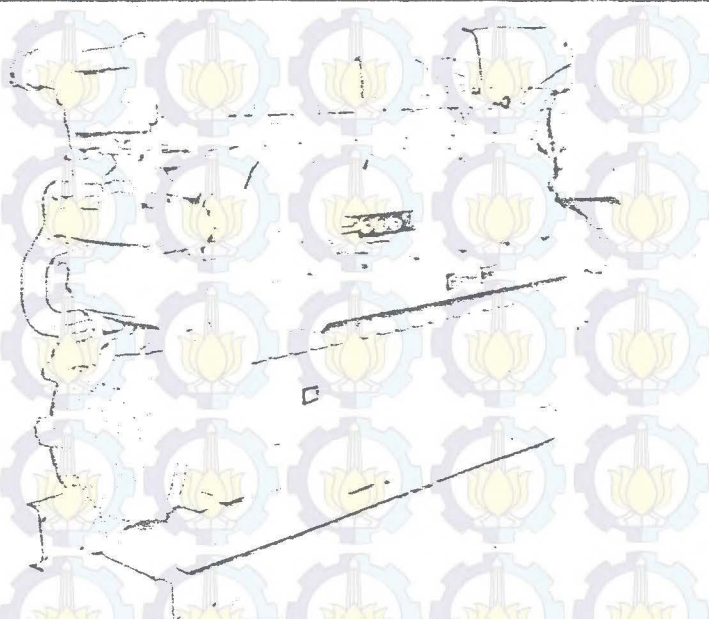
L	66.6"	1690 mm
W	59.3"	1505 mm
H	75.4"	1915 mm
LR	91.5"	2325 mm
WR	62.0"	1575 mm
HR	85.1"	2150 mm
C	29.9"	760 mm
Wt	8,830 lb	4005 kg



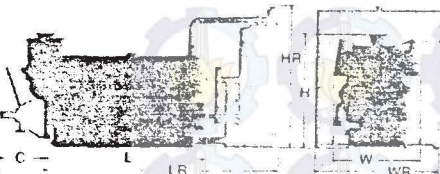
D398-V12
2946 cu in
48.3 litres



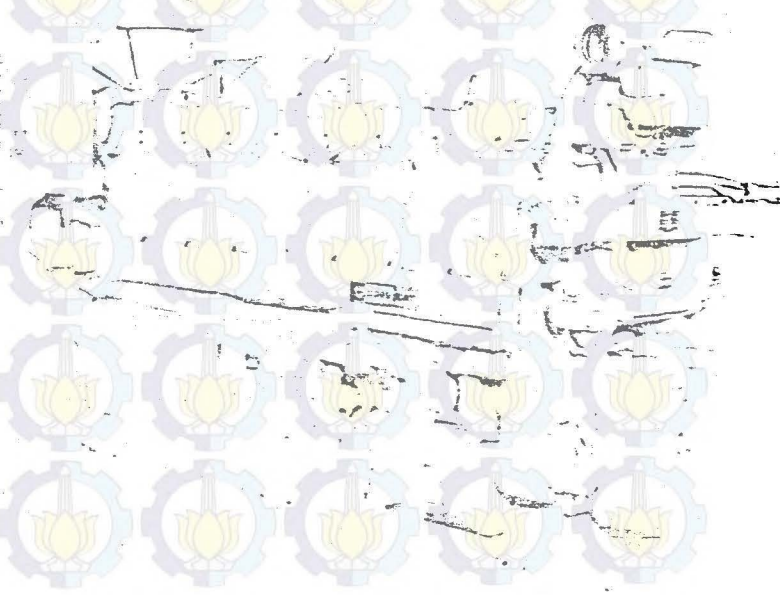
L	88.8"	2255 mm
W	59.3"	1505 mm
H	78.8"	2000 mm
LR	134.0"	3405 mm
WR	73.0"	1855 mm
HR	90.1"	2290 mm
C	29.9"	760 mm
Wt	11,580 lb	5250 kg

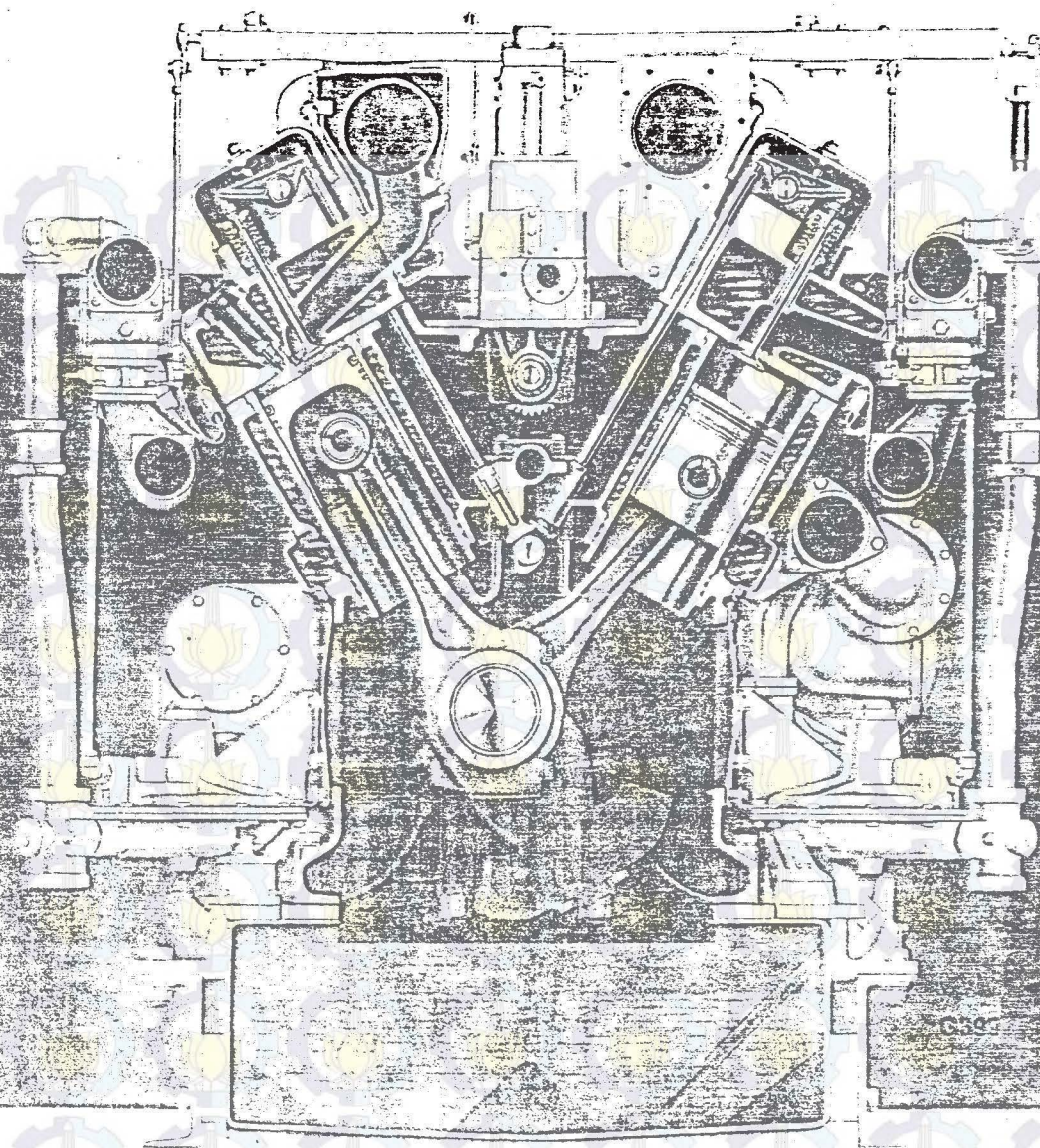


D399-V16
3928 cu in
64.5 litres



L	113.1"	2875 mm
W	59.3"	1505 mm
H	78.8"	2000 mm
LR	156.1"	3965 mm
WR	87.5"	2225 mm
HR	100.5"	2555 mm
C	31.2"	795 mm
Wt	14,335 lb	6500 kg





INDUSTRIAL ENGINES

GENERATOR SETS

Model	Compression Ratio	Aspiration†	Intermittent Rating @ 1300 rpm		Continuous Rating @ 1200 rpm		Prime Power Rating kW	
			hp	kW*	hp	kW*	60 Hertz @ 1200 rpm	50 Hertz @ 1000 rpm
379	7:1	NA	320	240	300	225		
	10:1	NA	355	265	330	245		
	7:1	SCAC-130			415	310	300	255
	10:1	SCAC-90			465	345	325	280
398	7:1	NA	475	355	450	335	315	260
	10:1	NA	530	395	500	375	350	285
	7:1	SCAC-130			625	465	450	385
	10:1	SCAC-90			700	520	500	420
399	7:1	NA	640	475	600	450	415	345
	10:1	NA	710	530	660	490	460	365
	7:1	SCAC-130			830	620	565	470
	10:1	SCAC-90			930	695	650	565

ASPIRATION

† Naturally Aspirated.

SC-130 - Turbocharged and separate circuit aftercooled.

† Temperature to aftercooler 130°F (54°C) or lower.

SC-90 - Water temperature to aftercooler 90°F (32°C) or lower.

OPERATING CONDITIONS

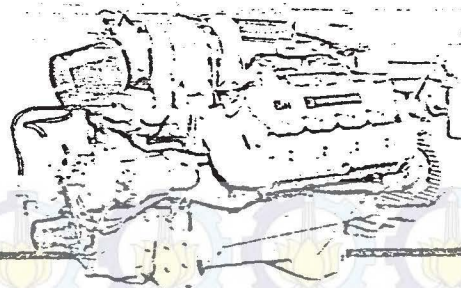
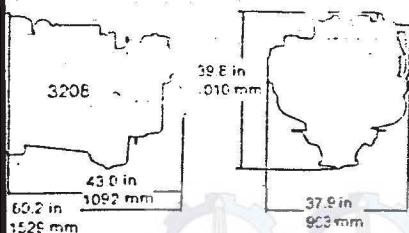
For compression ratio turbocharged-aftercooled engines require 90°F (32°C) or lower water temperature to the aftercoolers.

For compression ratio turbocharged-aftercooled engines require 130°F (54°C) or lower water temperature to the aftercoolers.

Fuel consumption is based on gas having an LHV of 905 Btu/cu ft (33.74 kJ/liter).

Performance and ratings are based on SAE J816 standard conditions of 29.38 in Hg (99.2 kPa) and 85°F (30°C). Ratings also apply at DIN 6270 standard conditions of 97.8 kPa (28.97 in Hg) and 20°C (68°F) and API 7B-11C standard conditions of 60°F (16°C) at 29.92 in Hg (101.3 kPa).

Turbocharged engine ratings apply to 6,500 ft (1980 m) and 65°F (18°C). For applications which exceed these limits contact your Caterpillar Dealer. Naturally aspirated engines apply to 500 ft (150 m) and 65°F (19°C). For applications above these limits, derate 3% per 1,000 ft (305 m) and 1% per 10°F (5.6°C).



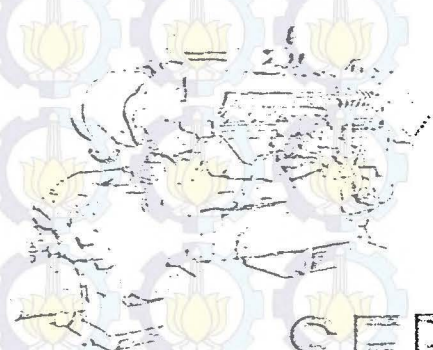
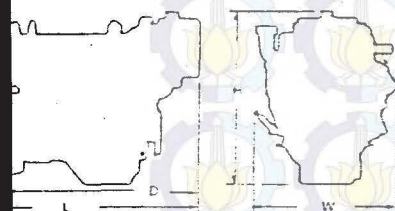
3208

3208 — V8

Lobang Silinder x Langkah : 4,5 x 5,0 in 114 x 127 mm
 Volume langkah : 636 in³ 10,4 liter
 Putaran motor (dari belakang) : berlawanan arah jarum jam
 Berat kosong motor : 1930 lb 875 kg (TA)
 Transmisi : MG502, MG506, MG506A, MG507, MG507A, MG509

Daya dan Pemakaian Bahan Bakar

Continuous					Medium Duty					Intermittent					High Performance				
DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam
50	112	2400	7.8	29.7	—	—	—	—	—	210	157	2500	11.4	43.2	210	157	2600	11.4	43.0
15	160	2400	11.4	43.2	255	190	2400	13.3	50.3	290	216	2600	15.4	58.1	260	194	2900	15.2	57.7
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	320	239	2600	17.8	67.3
25	175	2400	11.8	44.8	275	205	2400	13.9	52.7	315	235	2600	16.4	62.1	375	280	2600	21.1	79.9



	L dengan transmisi in mm	D ke batas rumah roda gila in mm	W in mm	H injin in mm	H motor dengan transmisi in mm
5	61.7 (1566)	45.6 (1159)	34.7 (881)	41.4 (1051)	41.4 (1051)
15	62.9 (1600)	57.5 (1459)	36.8 (934)	43.3 (1100)	45.9 (1266)

SERI

3304 B — in line 4

Lubang Silinder x Langkah : 4,75 x 6,0 in 121 x 152 mm
 Volume langkah : 425 in³ 7,0 liter
 Putaran motor (dari belakang) : berlawanan arah jarum jam
 Berat kosong motor : 1710 lb 776 kg (TA)
 Transmisi : MG506

Daya dan Pemakaian Bahan Bakar

Continuous					Medium Duty					Intermittent					High Performance				
DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam
5	63	2000	4.8	18.2	—	—	—	—	—	100	75	2200	5.9	22.2	—	—	—	—	—
15	93	2000	6.9	26.1	140	104	2000	7.7	29.2	165	123	2200	9.7	36.6	190	142	2200	11.4	43.1

SERI

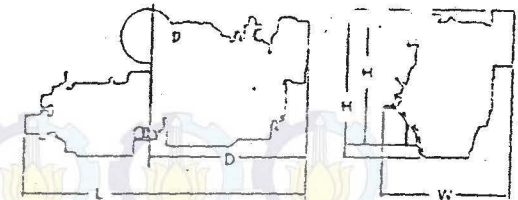
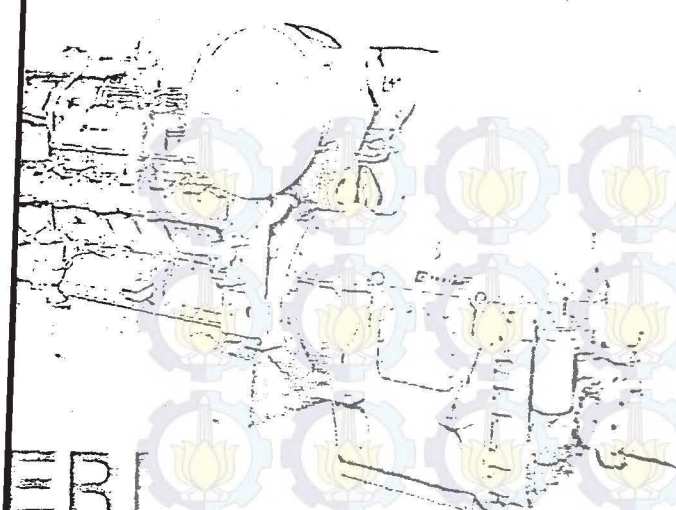
3306 B — in line 6

Lubang Silinder x Langkah : 4,75 x 6,0 in 121 x 152 mm
 Volume langkah : 438 in³ 7,2 liter
 Putaran motor (dari belakang) : berlawanan arah jarum jam
 Berat kosong motor : 2390 lb 1086 kg (TA)
 Transmisi : MG509

Daya dan Pemakaian Bahan Bakar

Continuous					Medium Duty					Intermittent					High Performance				
FW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam		DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam
143	2000	9.9	37.5		220	164	2000	11.4	43.2	250	186	2200	13.3	50.3	230	209	2200	15.0	57.0
160	2000	11.0	41.7		235	175	2000	11.9	45.2	270	201	2200	14.0	53.1	258	230	2200	16.1	61.1
175	2000	11.8	44.6		250	186	2000	12.4	47.3	290	216	2200	15.1	57.1	305	250	2200	17.8	67.6

3306



	L dengan transmisi in mm	D ke batas rumah roda gila in mm	W in mm	H motor in mm	H motor dengan transmisi in mm
3406 TA 7211	90,1 (2269)	62,6 (1590)	43,0 (1092)	51,8 (1315)	54,7 (1386)
3408 TA 7221	93,5 (2375)	57,4 (1455)	48,5 (1231)	54,7 (1390)	64,6 (1640)
3412 TA 7231	130,3 (3310)	71,7 (1822)	60,3 (1531)	63,8 (1621)	69,8 (1773)

ERI

400

3406B — In-line 6

Lubang Silinder x Langkah : 5,4 x 6,5 in 137 x 165 mm
Volume langkah : 893 in 3 14,6 liter
Putaran motor (dari belakang) : berlawanan arah jarum jam
Berat kosong motor : 3165 lb 1436 kg (TA)
Transmisi : 7211, MG514C

Daya dan Pemakaian Bahan Bakar

	Continuous				Medium Duty				Intermittent				High Performance			
	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	
TA	230	172	1200	*	*	255	187	1350	*	*	—	—	—	—	—	—
T	250	186	1800	12,4	47,1	300	224	1800	14,8	55,0	348	260	2100	17,8	67,4	402
TA	322	240	1800	16,0	60,6	348	260	1800	17,2	65,0	402	300	2100	20,4	77,2	540

3408B — V8

Lubang Silinder x Langkah : 5,4 x 6,0 in 137 x 152 mm
Volume langkah : 1099 in 3 18,0 liter
Putaran motor (dari belakang) : berlawanan arah jarum jam
Berat kosong motor : 3545 lb 1655 kg (TA)
Transmisi : 7211, 7221

Daya dan Pemakaian Bahan Bakar

	Continuous				Medium Duty				Intermittent				High Performance			
	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	
TA	316	237	1200	15,8	59,8	394	294	1350	19,4	73,5	—	—	—	—	—	—
TA	375	280	1800	*	*	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
TA	402	300	1800	21,0	78,6	445	330	1800	22,6	83,4	503	375	2100	27,0	102,2	565

3412 — V12

Lubang Silinder x Langkah : 5,4 x 6,0 in 137 x 152 mm
Volume langkah : 1649 in 3 27,0 liter
Putaran motor (dari belakang) : berlawanan arah jarum jam
Berat kosong motor : 5025 lb 2415 kg (TA)
Transmisi : 7221, 7231

Daya dan Pemakaian Bahan Bakar

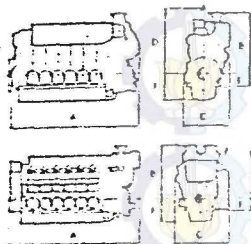
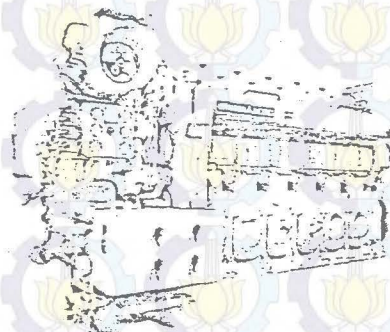
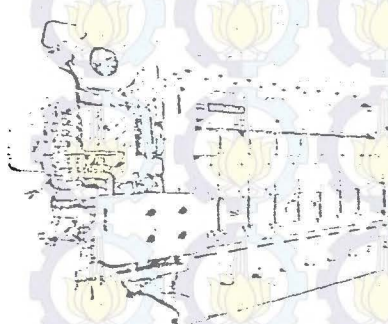
	Continuous				Medium Duty				Intermittent				High Performance			
	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	DK	bkW	Pu- tar- an (rpm)	U.S. gp jam	L/ jam	
TA	425	317	1200	20,8	78,6	475	354	1200	23,3	88,2	—	—	—	—	—	—
T	503	375	1800	26,5	100,4	540	403	1800	29,8	112,7	540	403	1800	29,8	112,7	540
TA	624	465	1800	31,5	119,6	671	503	1800	33,8	128,0	764	570	2100	40,2	150,0	800

* Putaran dan daya motor Caterpillar standar / pers. Tunggalnya untuk mendapatkan keterangan.

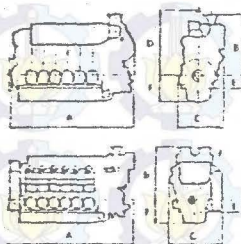
WÄRTSILÄ DIESEL EN

WÄRTSILÄ VASA 22

WÄRTSILÄ VASA 22/26



MAIN DATA:	
Cylinder bore	220 mm
Piston stroke	240 mm
Speed	900-1200 rpm
Mean effective pressure	21.4-19.1 bar
Piston speed	7.2-9.6 m/s
FUEL SPECIFICATION:	
Fuel oil:	50°C/700 cSt 100°F/7000 sFSI
Gas	



MAIN DATA:	
Cylinder bore	220 mm
Piston stroke	260 mm
Speed	720-1100 rpm
Mean effective pressure	22.8-20.8 bar
Piston speed	6.2-9.5 m/s
FUEL SPECIFICATION:	
Fuel oil:	50°C/700 cSt 100°F/7000 sFSI
Gas	

RATED POWER: MARINE MAIN PROPULSION ENGINES

Engine type	Output in kW (BHP) at					
	900 rpm		1 000 rpm		1 200 rpm*	
	kW	(BHP)	kW	(BHP)	kW	(BHP)
4R22	580	788	650	884	700	952
6R22	870	1182	975	1326	1050	1428
8R22	1160	1576	1300	1768	1400	1904
12V22	1740	2364	1950	2652	2100	2856
16V22	2220	3012	2600	3548	2800	3808

* 1100 rpm for Wärtsilä Vasa 22HF running on heavy fuel
350 cSt/50°C/3500 sFSI/100°F.

PRINCIPAL ENGINE DIMENSIONS (mm.) AND WEIGHTS (tonnes)

Engine type	A	B	C	D	E	F	Weight
4R22	2770	1810	1515	1830	355	210	7.5
6R22	3117	1690	1515	1830	355	210	9.3
8R22	4197	1860	1515	1830	355	210	11.3
12V22	3052	1795	2164	1600	355	805	10.1
16V22	4132	1815	2059	1600	355	805	15.5
16V22	4912	1905	2055	1600	355	805	20.4

RATED POWER: MARINE MAIN PROPULSION ENGINES

Engine type	Output in kW (BHP) at					
	900 rpm		1000 rpm		1100 rpm	
	kW	(BHP)	kW	(BHP)	kW	(BHP)
4R22/26	650	880	710	965	750	1010
6R22/26	975	1325	1055	1435	1125	1520
8R22/26	1300	1765	1420	1930	1500	2020
12V22/26	1950	2650	2150	2900	2300	3100
16V22/26	2600	3540	2840	3840	3000	4050

PRINCIPAL ENGINE DIMENSIONS (mm.) AND WEIGHTS (tonnes)

Engine type	A	B	C	D	E	F	Weight
4R22/26	2670	1750	1515	1830	355	210	7.5
6R22/26	3017	1630	1515	1830	355	210	9.3
8R22/26	4297	1800	1515	1830	355	210	11.3
12V22/26	3152	1795	2164	1600	355	805	10.1
16V22/26	4232	1815	2059	1600	355	805	15.5
16V22/26	5012	1905	2055	1600	355	805	20.4

RATED POWER: GENERATING SETS

Engine type	Output at					
	900 rpm		1 000 rpm		1 200 rpm*	
	Engine kW	Gen. kVA	Engine kW	Gen. kVA	Engine kW	Gen. kVA
4R22	580	700	650	780	700	840
6R22	870	1050	975	1160	1050	1270
8R22	1160	1400	1300	1570	1400	1690
12V22	1740	2100	1950	2350	2100	2535
16V22	2220	2630	2600	3140	2800	3360

* 1100 rpm for Wärtsilä Vasa 22HF engine running on heavy fuel,
350 cSt/50°C.

PRINCIPAL GEN SET DIMENSIONS (mm.) AND WEIGHTS (tonnes)

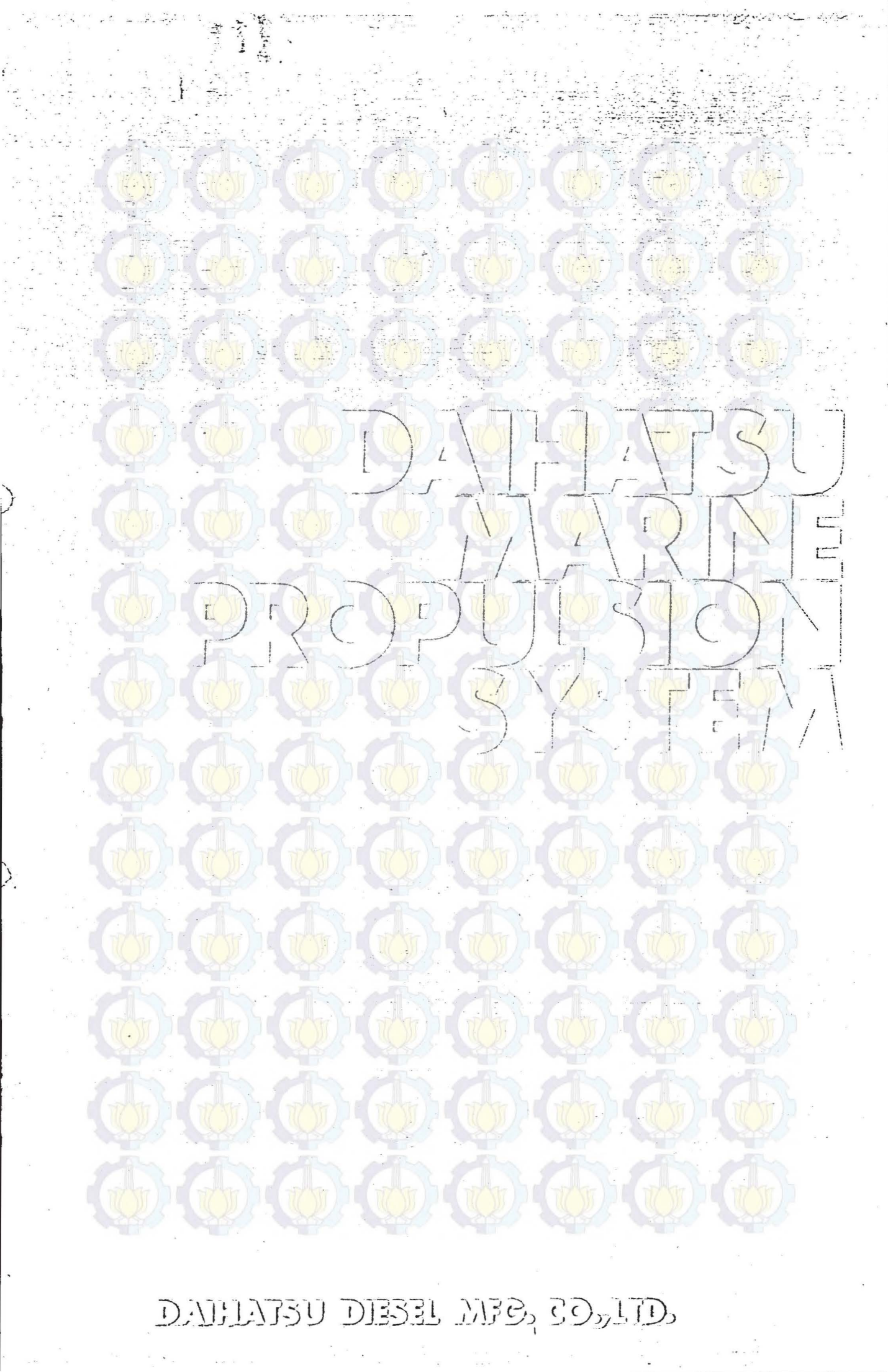
Engine type	Length	Breadth	Height	Engine weight	Weight of gen-set
4R22	4510	1560	2450	7.2	14.5
6R22	5710	1560	2390	8.6	15.9
8R22	6520	1560	2700	10.7	19.3
12V22	5710	1560	2700	10.7	19.3

RATED POWER: GENERATING SETS

Engine type	Output at							
	720 rpm		750 rpm		900 rpm		1000 rpm	
	Engine kW	Gen. kVA	Engine kW	Gen. kVA	Engine kW	Gen. kVA	Engine kW	Gen. kVA
4R22/26	540	650	580	690	630	760	710	850
6R22/26	810	975	840	1000	975	1175	1055	1265
8R22/26	1050	1300	1120	1345	1300	1545	1420	1710
12V22/26	1620	1900	1720	2045	1900	2245	2100	2505
16V22/26	2160	2600	2240	2695	2600	3135	2840	3405

PRINCIPAL GEN SET DIMENSIONS (mm.) AND WEIGHTS (tonnes)

Engine type	Length	Breadth	Height	Engine weight	Weight of gen-set
4R22/26	5010	1560	2510	7.5	14.5
6R22/26	5810	1560	2390	9.3	15.9
8R22/26	6920	1560	2630	11.3	19.3
12V22/26	5810	1560	2630	11.3	19.3



DAIHATSU MARINE PROPULSION SYSTEM

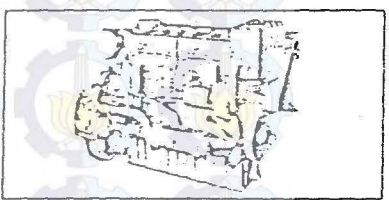
DAIHATSU DIESEL MFG. CO., LTD.

Series

Single-Engine, Single-Shaft System

stroke, Pre-combustion & Battery-start
be Air-start available & Radiator-fan
achable

Engine Model	Bore (mm)	Stroke (mm)	Cyl. No.
M2	120	150	6
M3	140	160	
M5	145	160	



Specifications

Engine Model	Output (PS)	Eng. Rev. (rpm)	R/G Model	R/G ratio	Propeller Rev. (rpm)	(E + R/G) Weight
M2SS	240	1850	K-12	2.423	763	1.45
				2.708	683	
				3.045	607	
M3S	300	1600	K-20	2.054	779	2.30
				2.531	632	
				3.036	527	
M5S	430	1600	MGN80-2	2.520	714	2.45
				2.960	608	
				3.520	511	

Dimensions

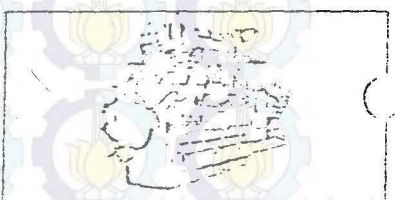
Engine Model	L	B	E ₁	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	E ₂
M2SS	1886	637	700	771	130	910	385	130	375	184.3	700
M3S	2195	1072	840	965	160	1015	450	160	465	229.5	840
M5S	2176	1087	1000	965	160	1015	450	160	495	254	1000

PKM Series

Single-Engine, Single-Shaft System

stroke, Direct Injection type Battery-start
available & Radiator-fan attachable

Engine Model	Bore (mm)	Stroke (mm)	Cyl. No.
FKM-16	160	210	6
FKM-16A			

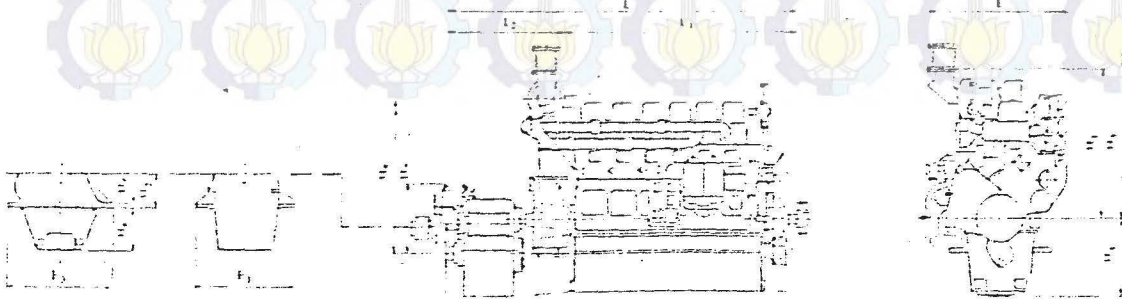


Specifications

Engine Model	Output (PS)	Eng. Rev. (rpm)	R/G Model	Gear ratio	Propeller Rev. (rpm)	Net Weight (ton)		Propeller Diameter (mm)
						Engine	R/G	
6PKTbM-16	300	1200	DRE-4E	2.880	417	3.20	0.92	1350
6PKTcM-16A	400			3.042	394	3.35		1400
				3.409	352			1450

Dimensions

Engine Model	R/G Model	L	L ₁	L ₂	B	B ₁	H ₁	H ₂ STD	H ₂ S-type	H ₃	H ₄	D	H ₅	H ₆	H ₇	H ₈	B ₂	E ₃
6PKTbM-16	DRE-4E	2753	1933	820	1130	900	1249	—	295	1200	607	630	295	615	325	455	950	900
6PKTcM-16A		2920	2100	820	1240	655	1200	300	—	1280	600	630	255	625	325	750	950	900



the Rey
e prop
often ar
y using
re 6.3.1
istics
2 x 10
onding
very b
efficien
el prop
tio of th
ower tha
hout tal
ideration
ect or no

ip towi
ve to pr
e basis
discusse

heller di
r the pr
scribed.
been pe
(1948)
city of t
ts at va
sea spee
rmed
(1964). a

reat val
etardati
7.6). T
ordstr
The thr
are her
ent

B-3

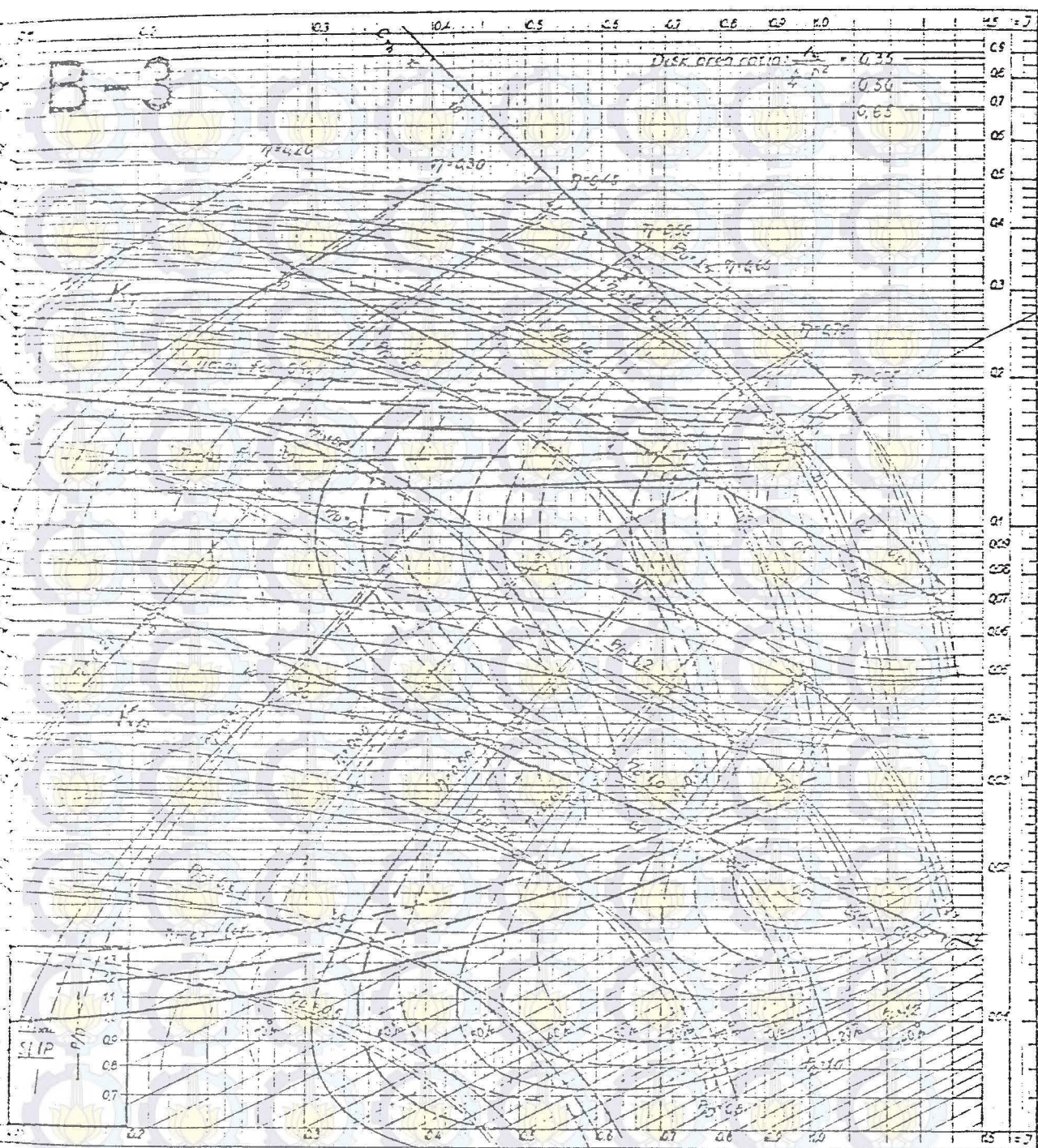


Figure 6.3.13. ISH logarithmic propeller diagram for three-bladed propellers (Wageningen Series B-3).

propeller
evolutio
e propell
. Q and
on the p
itions of
with F

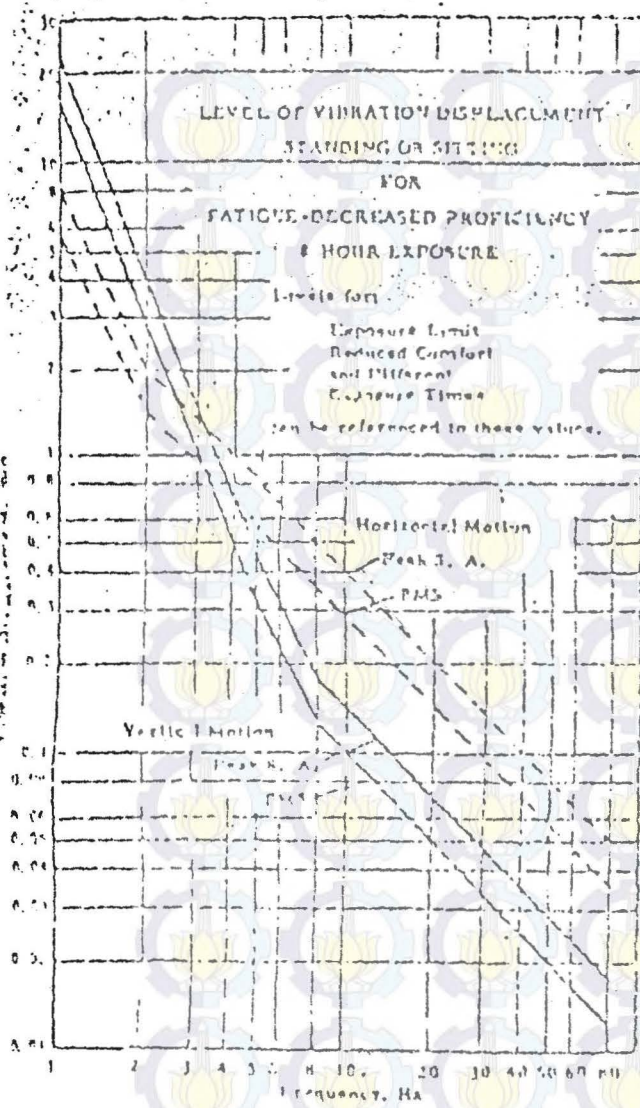


Fig. 9 ISO guide for evaluating human response to whole-body vibration expressed as displacement in mm

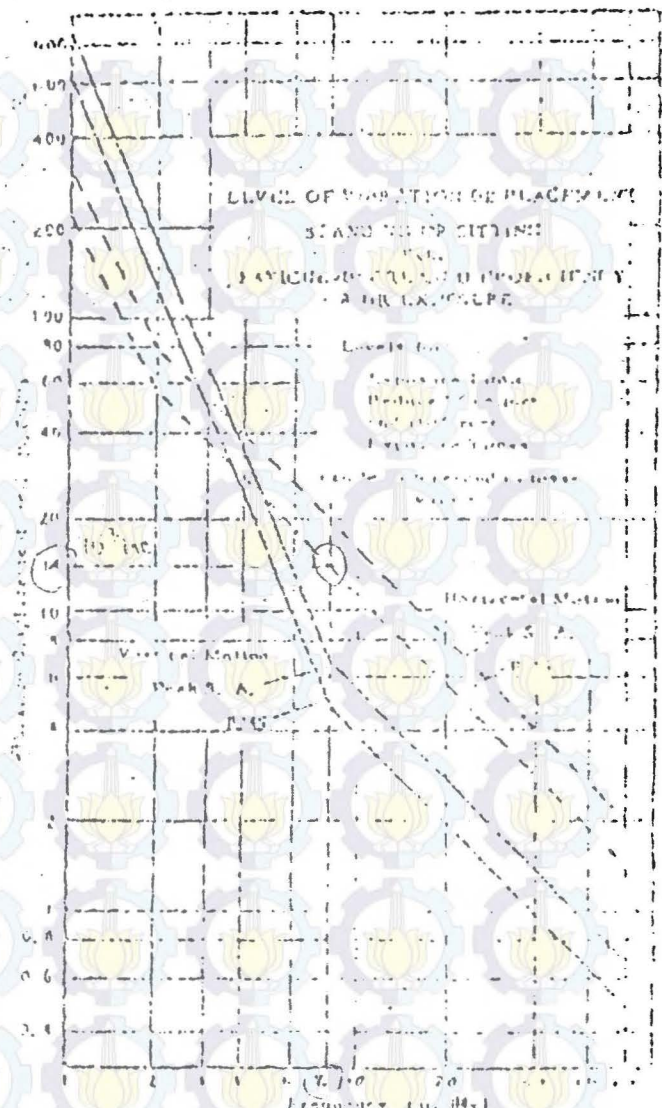


Fig. 10 ISO guide for evaluating human response to whole-body vibration expressed as displacement in m/s^2 (R.M.S.)

Table 1: Amplitude levels referred to 8-hr fatigue-decreased proficiency Level of Severity

Level of Severity	Reduced Comfort	Fatigue-Decreased Proficiency	Safe Exposure Limit
21 hr	0.0203	0.25	0.50
8 hr	0.310	1	2
4 hr	0.57	1.68	3.34
2 hr	0.72	2.25	4.5
1 hr	1.10	3.75	7.5
25 min	1.61	5.7	11.4
15 min	2.14	8.675	17.3
10 min	2.82	11.0	22.0

ment of that for fatigue-decreased proficiency. This level is 1.68, 1.1, or 2.7 times the 4-hr reduced-comfort level. How will the acceptability of a vibration that is not a pure sine wave be determined? The ISO recommendations are not definitive in this case. Apparently the anisotropic levels from two simultaneous vibrations at widely separated

frequencies are not cumulative. The ISO suggests that in the case of narrow-band vibration concentrated in a single frequency band or less, the rms value of the acceleration within the band is to be evaluated with reference to the appropriate limit at the center frequency of this band. For broad-band distributed or random vibration, the rms acceleration is to be evaluated separately for all one-third octave bands with respect to the appropriate limit for each; however, the recommendation does consider weighting with respect to frequency vibration, i.e., an interaction over the full frequency spectrum. It will be noted that if the vibration is measured as a velocity, there is no weighting required for the measurements above 8 Hz in the vertical vibration and 2 Hz in the horizontal vibration. When vibrations occur in two or more directions simultaneously, the ISO recommends that the corresponding limits apply to each component, since the maximum for vibrations of the same frequency is the sum of the three components of motion. It is suggested that the resonance level be taken as the square root of the sum of the squares of the amplitude levels associated with each component. Since all machinery is located in the same area, by the

Handwritten: $\sigma_0 = \frac{p_0 - p_v}{\rho \cdot V^2}$

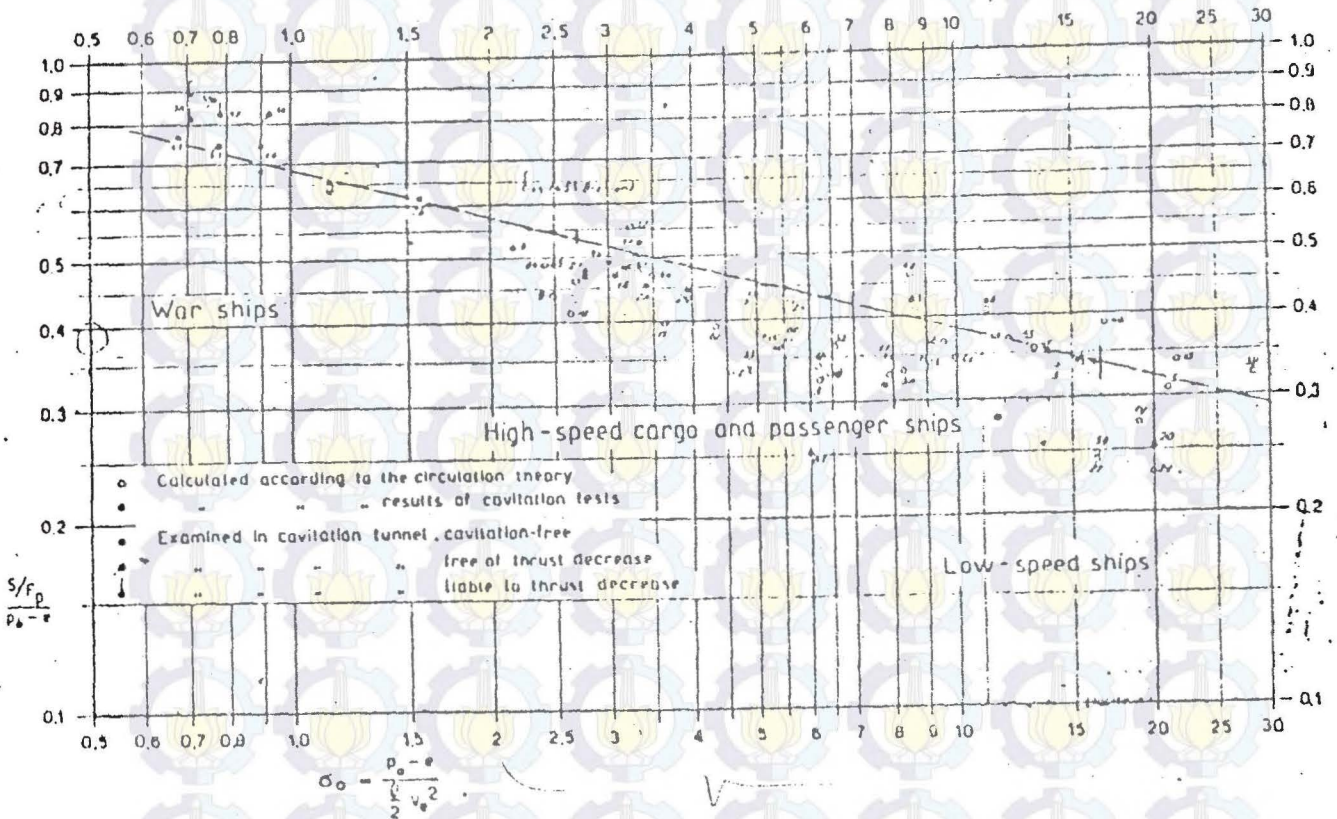
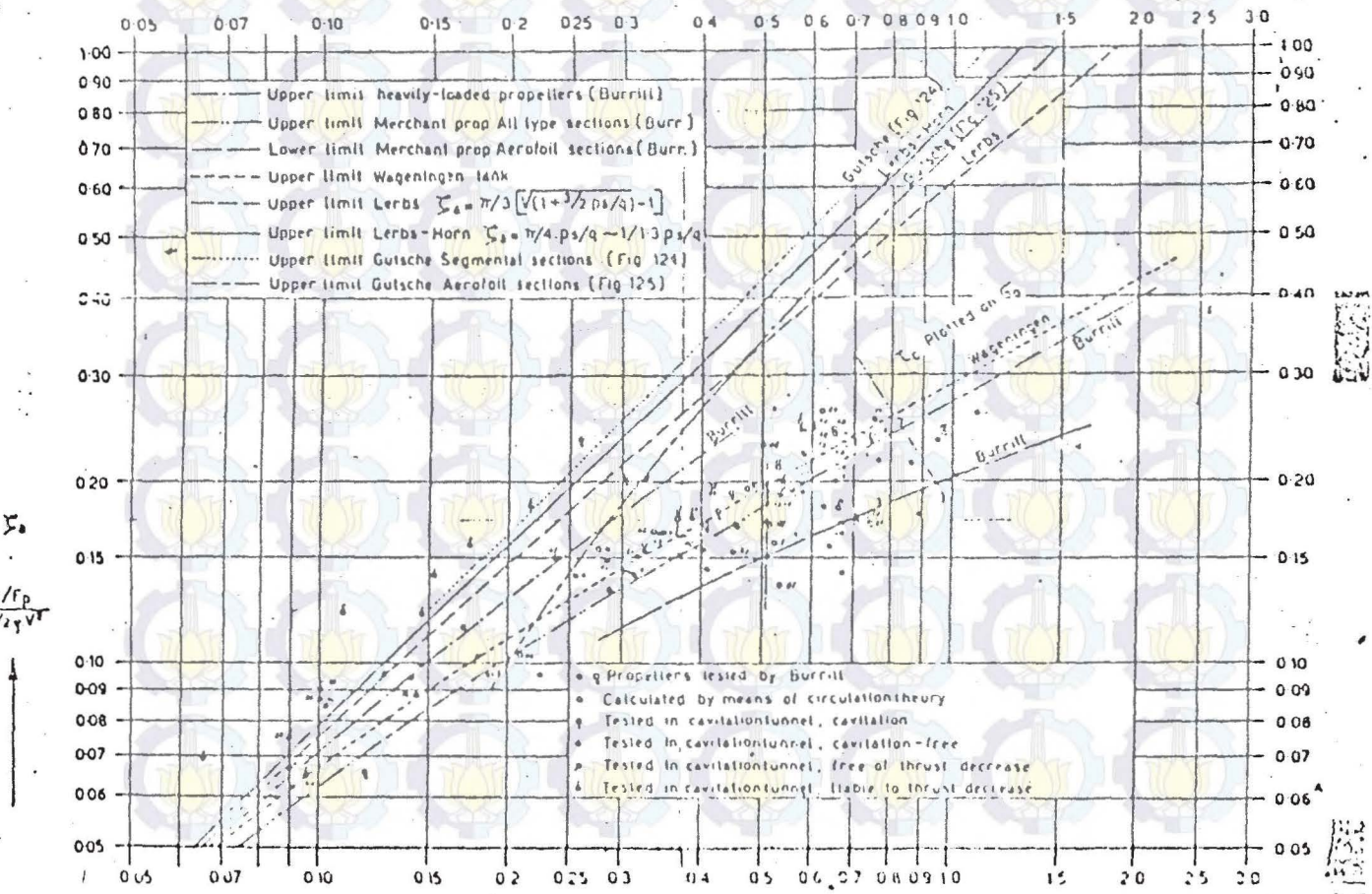


Fig. 123a. Chart for cavitation limits

Fig. 123b. Cavitation diagram according to Burrill



$\sigma_0 = \frac{p_0 - p_v}{\rho \cdot V^2}$ $\left(\frac{\Delta p}{q}\right)_b$ $\frac{p_1}{q}$

$p_0 - p_v$ = Static pressure above the centre of screwshaft - vapour pressure in kg m^{-2} (sea water)
 $V^2 = v_a^2 + u^2$ v_a = Speed of advance in m sec^{-1} u = Speed of rotation at 0.7 R in m sec^{-1}
 ρ = Density of the fluid in $\text{kg sec}^{-2} \text{m}^{-3}$ (for seawater $\rho = 1024.5$)
 S = Thrust of the screw in kg (seawater)
 F_D = Projected blade area in m^2

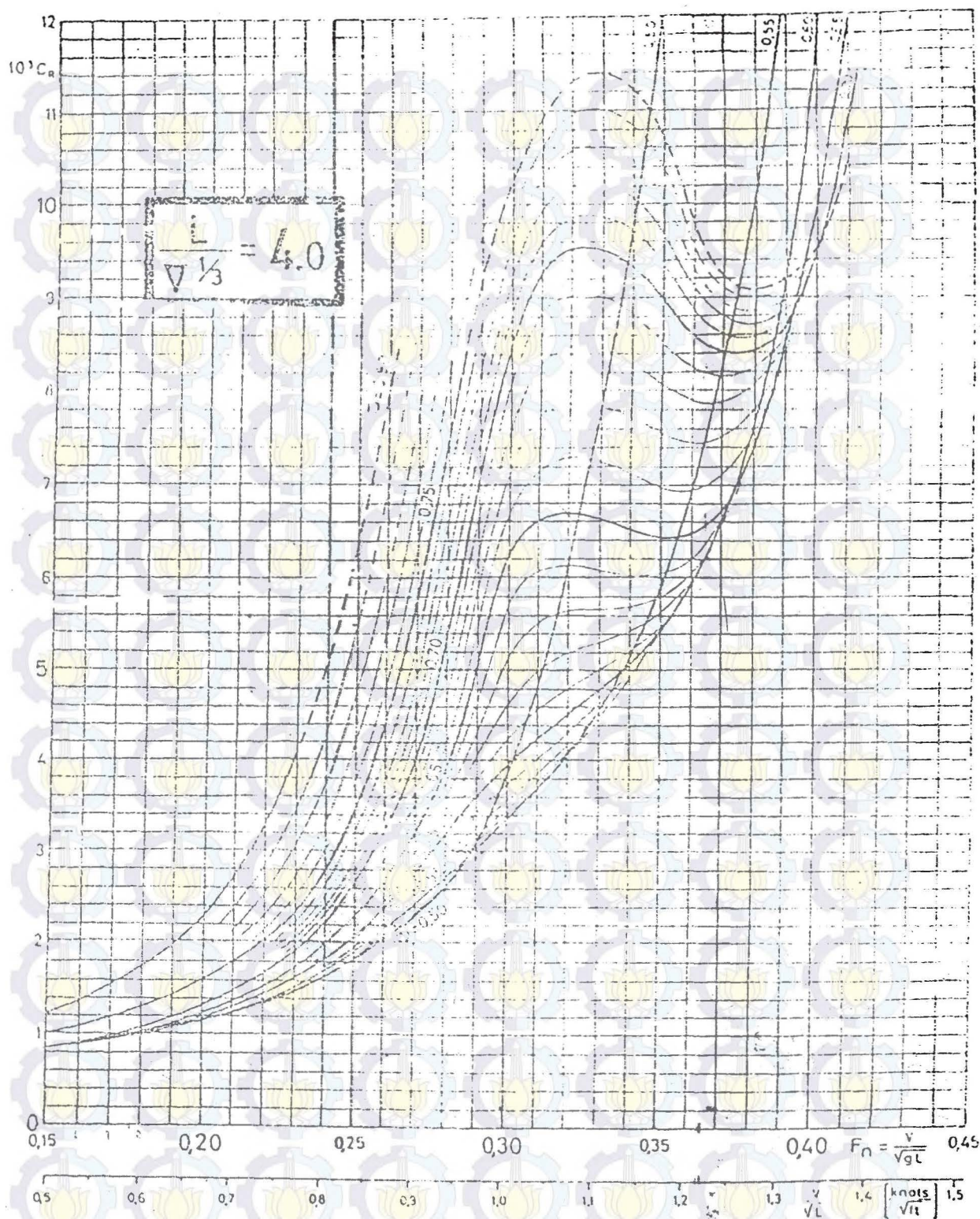


Figure 5.5.5. Residuary resistance coefficient versus speed-length ratio for different values of longitudinal prismatic coefficient. $L/\nabla^{1/3} = 4.0$.

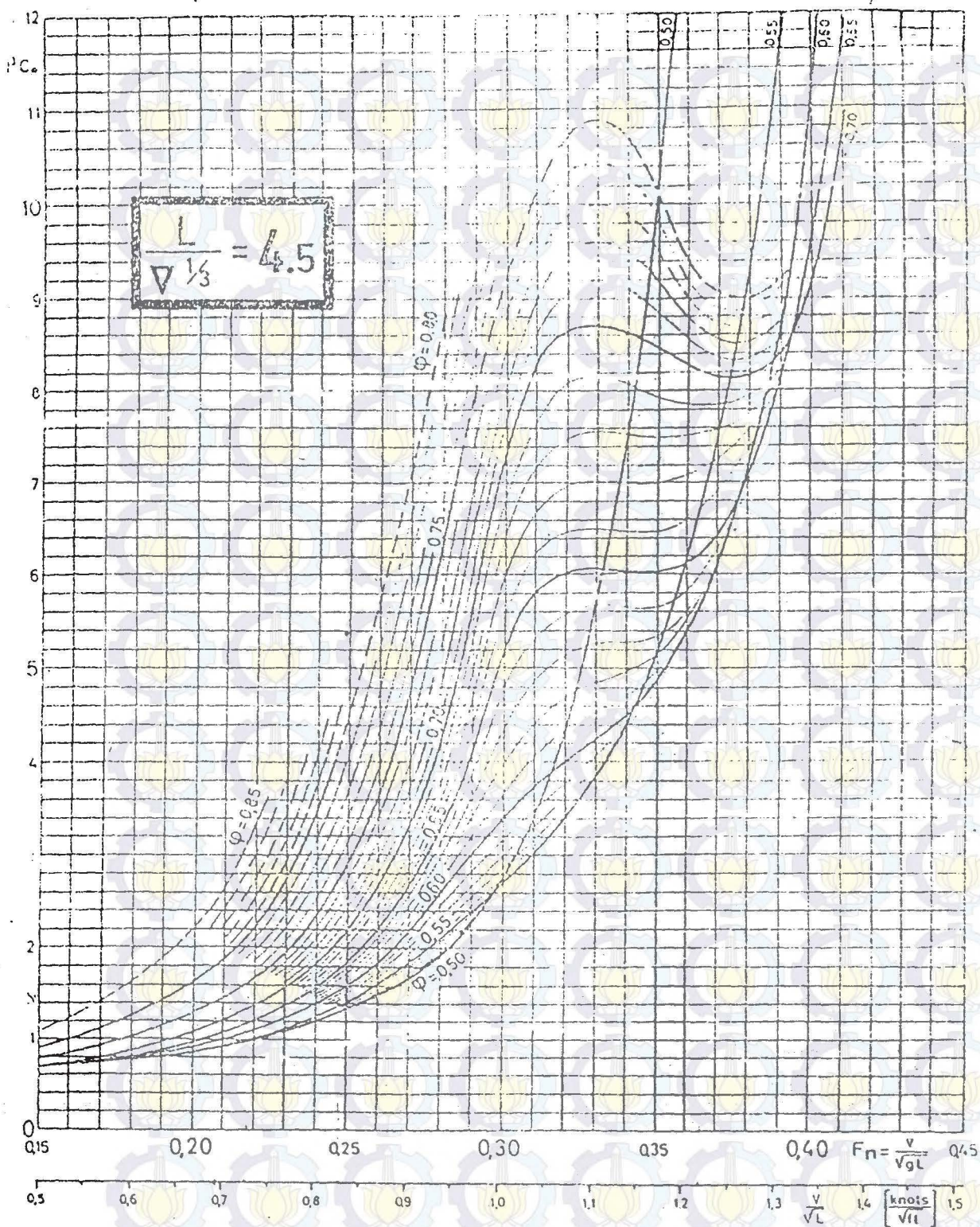


Figure 5.5.6. Residuary resistance coefficient versus speed-length ratio for different values of longitudinal prismatic coefficient. $\frac{L}{\nabla^{1/3}} = 4.5$.

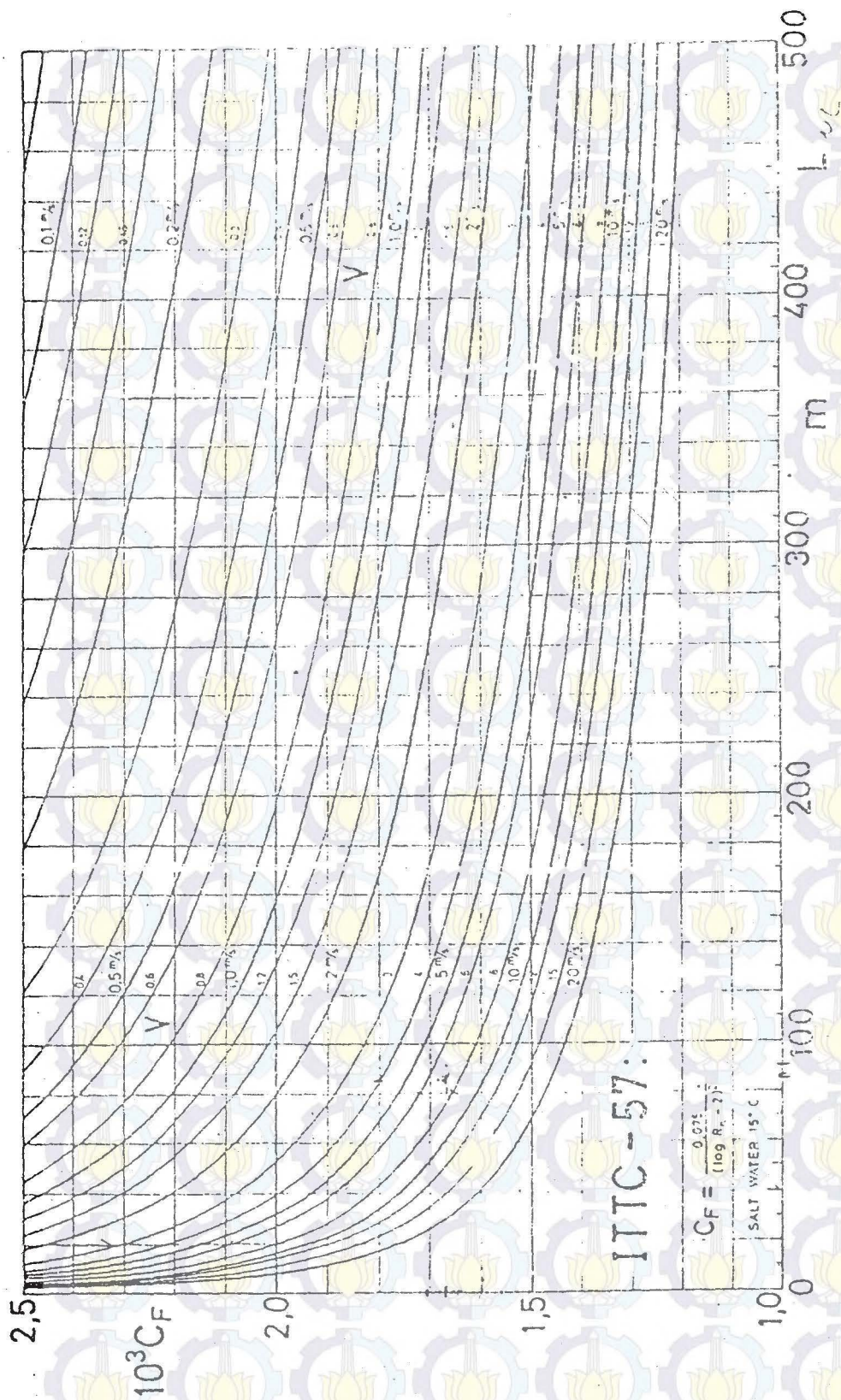


Figure 5.5.14. The frictional resistance coefficient C_F according to ITTC (1957) as a function of ship length L and speed V .

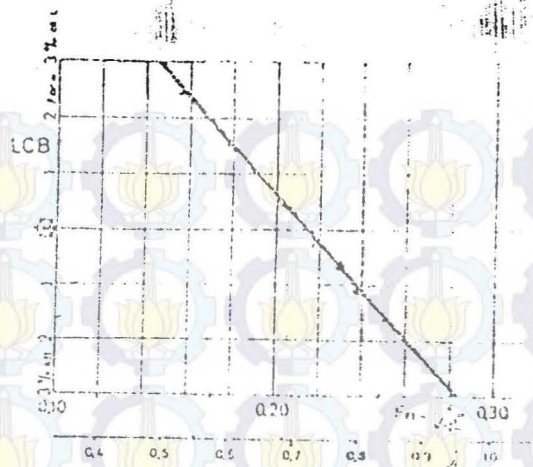


Figure 5.5.15. Standard LCB. The longitudinal position of the center of buoyancy that is considered the best possible.

resistance on LCB is, however, evident at higher speeds. In an attempt to make some order out of the confusion, the available information has been collected and condensed in the Fig. 5.5.15, which must be regarded as the standard LCB of the method.

The standard LCB has in this way been defined as a linear function on the Froude number F_n . As no safe dependency on other parameters have been recorded, the standard LCB is represented in the diagram by a single line, and the shaded area around this line illustrates the spread of the examined material.

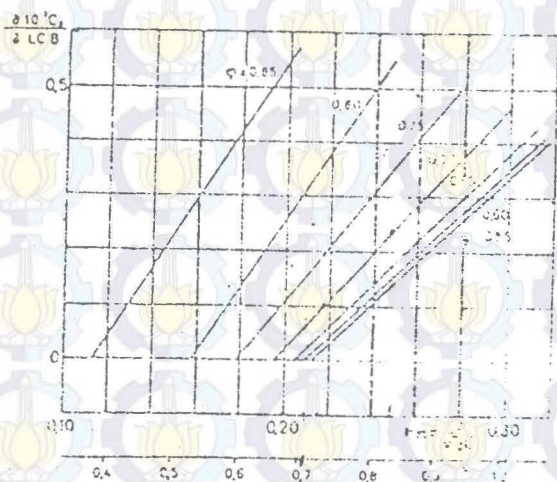


Figure 5.5.16. The correction of the residual resistance coefficient for LCB 1% forward of standard. The correction is thus $(\partial 10^3 C_R / \partial LCB) [\Delta LCB]$, where ΔLCB is the longitudinal distance between actual and standard LCB in percent of L . There is no correction for LCB aft of standard. The correction is always positive.

As the standard position of LCB is as mentioned earlier, assumed to give the smallest possible resistance, all other positions must in principle give resistances that are larger. The increase in resistance is to be found by multiplying the deviation of L from standard

$$\Delta LCB = LCB - LCB_{\text{standard}} (\text{LCB in \% of } L) \quad (5.5.15)$$

by a factor $\partial 10^3 C_R / \partial LCB$. The values of the factor may be obtained from the Fig. 5.5.16, which is for the case where LCB is forward of LCB_{standard} . When LCB is aft of the LCB_{standard} , the sources are very contradictory, and as the tendencies are very slight, no serious error will be introduced by neglecting the correction in such cases.

The corrected residual resistance coefficient for a ship with LCB forward of standard is consequently determined by:

$$10^3 C_{R'} = 10^3 C_{R(\text{standard})} + \frac{\partial 10^3 C_R}{\partial LCB} [\Delta LCB] \quad (5.5.16)$$

The hull form dealt with in *Ship Resistance* is the hull form that was common for merchant ship types around 1960, that is, up to the time of publication of Gulhammer and Harvald (1974). This hull form has the aft perpendicularly placed in the axis of the rudder stock and the fore perpendicularly in the fore end point of the design waterline. Since 1960 the hull forms have been developed further, and they have also become more varied, for instance, various bulbous bows have become widely used. The formulae given here for resistance calculation can be used for the modern and more varied bulb forms as well as for the traditional forms, provided the following more suitable definitions of L and LCB are used. The calculation length L is defined as the length between the fore and aft limits of the displacement, that is, the ultimate length of the submerged part of the hull, L_{ult} , according to ITTC standard for ship of traditional form with no bulb this length is exactly the waterline length.

LCB defines the longitudinal position of the center of buoyancy as the distance from this point to the midship section, positive aft of this section. The midship section is defined as the section at a distance of 48.5% of L from the fore limit of the displacement. L is the calculation length described above. The midship section thus defined is there-

the midpoint between the auxiliary perpendicular $AP_1 - FP_1$; compare Fig. 5.5.17. $AP_1 - FP_1$ for normal form will coincide with the perpendiculars used in the usual way $AP - FP$.

LL FORM (SHAPE OF SECTIONS AND BOW)

previously stated it is assumed that the resistance curve (deduced from Figs. 5.5.5-5.5.13) applies to a ship having a "standard" form, that is, the sections are neither distinctly U shaped nor V shaped. Therefore, in calculating the effective power of a preliminary ship design it should not usually be necessary to make a correction for shape of hull sections. If the sections are extremely U or V shaped, the $10^3 C_R$ values may be corrected as follows: Corrections to $10^3 C_R$ for shape of sections

Fore Body	Extreme U	Extreme V
	-0.1	+0.1
After Body	Extreme U	Extreme V
	+0.1	-0.1

(5.5.20)

These corrections cover the speed range $V/\sqrt{gL} = 20-0.25$. Furthermore, it must be considered that the "standard" form is a form with well-designed lines. If it is necessary to alter the lines due to the operating requirements of the ship, or allowance to the power must be made, it is recommended that C_R be increased by 10% and perhaps 20% or more for nonoptimal lines.

Concerning the bow, the standard form must be regarded as having an orthodox nonbulbous bow. For a vessel with bulbous bow having $A_{BT}/A_X \geq 0.10$ A_{BT} is the sectional area of the bulbous bow at the fore perpendicular and A_X is the area of the midship section) the following corrections to $10^3 C_R$ are suggested:

$A_{BT}/A_X = 0.15$	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	ϕ
		+0.2	0	-0.2	-0.4	-0.4	-0.4	0.50
		+0.2	0	-0.2	-0.3	-0.3		0.60
	+0.2	0	-0.2	-0.3	-0.3			0.70
+0.1	0	-0.2						0.80

(5.5.21)

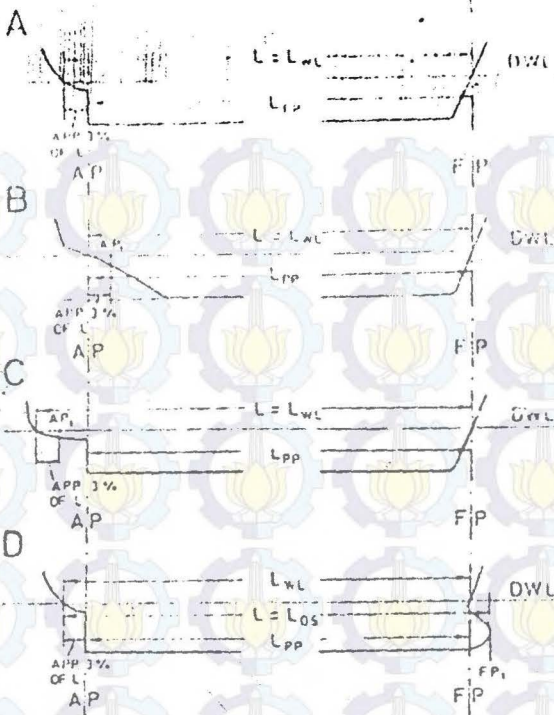


Figure 5.5.17. Definition of L and LCB . (a) Normal form. Length of the stern in the waterline is normally approximately 3% of L . (b) Hull with no sternpost. AP often placed in the endpoint of DWL . For LCB correction AP_1 3% of L before the endpoint of the waterline is used. (c) Hull with stern of extreme length. For the LCB correction AP_1 3% before the endpoint of the waterline is used. (d) Hull with bulbous bow. FP_1 is the fore limit of the displacement.

With $A_{BT}/A_X = 0.10$ the bulbous bow is rather pronounced. For $0 < A_{BT}/A_X < 0.10$ the corrections are assumed to be proportional with size of bulb.

These corrections are valid for loaded conditions. At ballast conditions the corrections due to bulbous bows will give an opposite picture. Full forms ($\phi > 0.70$) will show a remarkable decrease in resistance, the corrections having two to three times these values, whereas the resistance for fine forms ($\phi < 0.60$) generally will tend to increase.

Rudders

No correction. The standard form is intended to include a rudder.

Bilge keel

No correction.

(5.5.22)

Bossings

For full ships add 3-5% to C_R .

Shaft brackets and shafts

For fine ships add 5-8% to C_R .

The correction of C_F for appendages is made by simply increasing C_F proportionally to the wetted surfaces of the appendages. Thus

$$C_F = C_F \frac{S_1}{S} \quad (5.5.23)$$

where S is the wetted surface of the hull and S_1 the wetted surface of the hull and appendages.

INCREMENTAL RESISTANCE

For many years it has been general practice to apply a correction to the C_{FS} for the ship, in order to include the effect of the roughness of the surface of the ship, which will never be "model-smooth" even when brand-new and freshly painted. This incremental resistance coefficient for model-ship correlation has very often been fixed at $C_A = 0.0004$. More recent experience has shown that this cannot be true in all cases. Therefore, the following correction for roughness and scale effect is proposed for the trial condition:

$$\begin{aligned} \text{For vessels with } L \leq 100 \text{ m, } 10^3 C_A &= 0.4 \\ &= 150 \text{ m} \quad = 0.2 \\ &= 200 \text{ m} \quad = 0 \\ &= 250 \text{ m} \quad = -0.2 \\ &\geq 300 \text{ m} \quad = -0.3 \end{aligned} \quad (5.5.23)$$

Some find the corrections given in Section 5.2.4 more suitable, that is,

Displacement	C_A
1 000 t	0.6×10^{-3}
10 000 t	0.4×10^{-3}
100 000 t	0
1 000 000 t	-0.6×10^{-3}

(5.5.24)

It must be mentioned that these corrections of the frictional resistance coefficients are still rather uncertain.

AIR RESISTANCE AND STEERING RESISTANCE

The air resistance may be determined by use of data for the above-water structure and the air. The magnitude of the air resistance is, however, very often of minor importance and the expenditure of effort in making an accurate calculation may not be justified. Therefore, in the absence of knowledge of the windage of a ship design it is suggested that $10^3 C_R$ be corrected by

$$10^3 C_{AA} = 0.07 \quad (5.5.25)$$

The correction for steering resistance may be about

$$10^3 C_{AS} = 0.04 \quad (5.5.27)$$

but may for course stable ships under favorable conditions be negligible.

It can be seen that both corrections are small and that for a preliminary design they may be assumed to be included in the incremental resistance.

THE SERVICE CONDITION

The resistance and the effective power calculated by use of the diagrams given here correspond to the values for a ship in the trial condition, that is, for ideal conditions as regards winds and waves, deep sheltered water, and smooth hull. For the mean service condition an extra allowance has to be made for the resistance and the effective power because of wind, sea, erosion, and fouling of the hull. This extra allowance is dependent on the shipping route. The following average service allowances (sometimes called sea margin or service margin) on the calculated resistance or effective power are proposed:

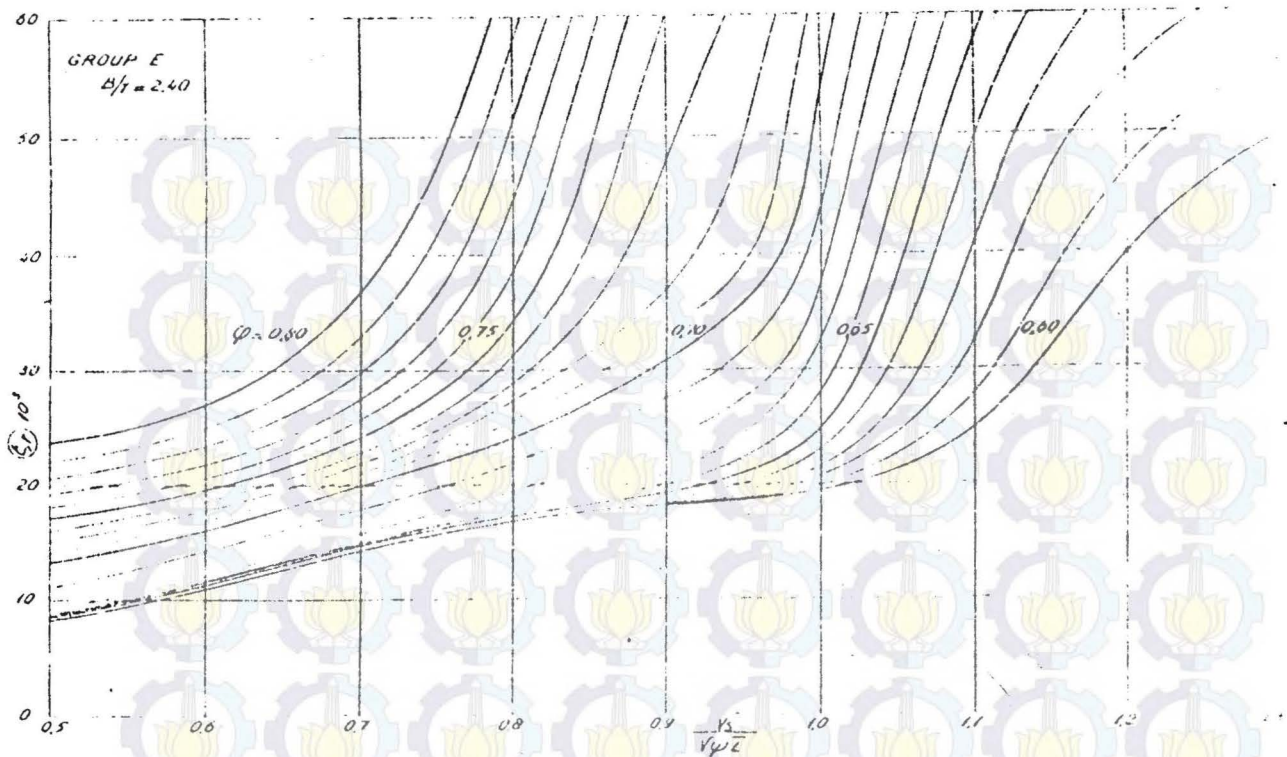


Fig. 9. Diagram for determining the specific residuary resistance as a function of $\frac{V_s}{\sqrt{pL}}$ and q .

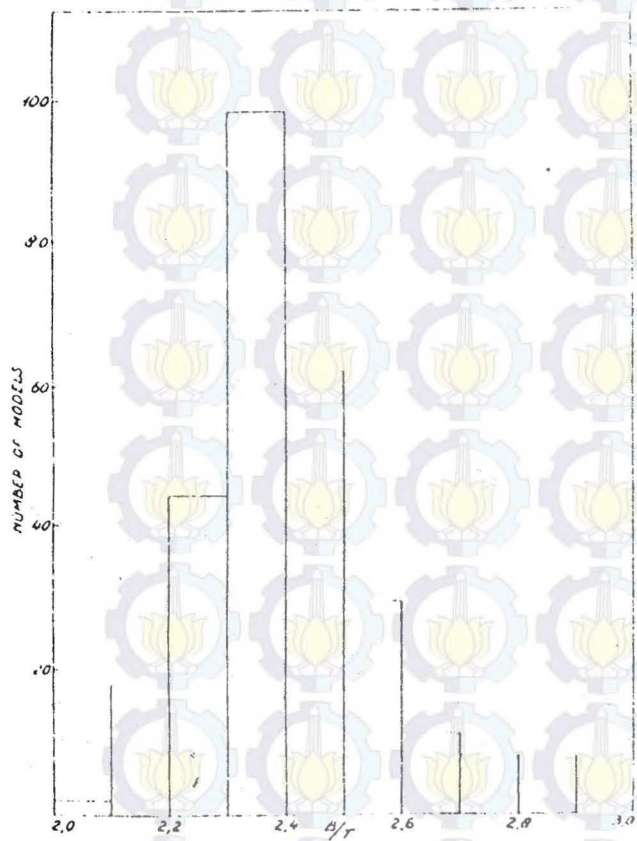


Fig. 10. Distribution of B/T values of 281 examined models of single-screw ships.

TABLE 1

Influence of Δ/L^3 on the residuary-resistance constant R_1/D_1

V_s/\sqrt{pL}	q	Difference in R_1/D_1 in percentage corresponding to a difference in D_1			
		40 in D_1		100 in D_1	
		B/T	Δ/L^3	B/T	Δ/L^3
0.95	0.600	ca. 5.0 %		ca. 3.5 %	
0.90	0.625	ca. 3.5 %		ca. 4.0 %	
0.85	0.650	ca. 1.5 %		ca. 2.5 %	
0.80	0.675	ca. 1.0 %		ca. 2.5 %	
0.75	0.700	—		ca. 1.0 %	
0.70	0.725	—		ca. 1.5 %	
0.65	0.750			ca. 2.0 %	
0.60	0.775			ca. 1.0 %	

it then follows that the same thing must apply to the parameter L/B , for, with constant V_s/\sqrt{pL} , B/T and q , we may allow Δ/L^3 and, therefore, L/B to vary within wide limits without causing a change in the residuary resistance coefficient R_1 more than a few per cent.

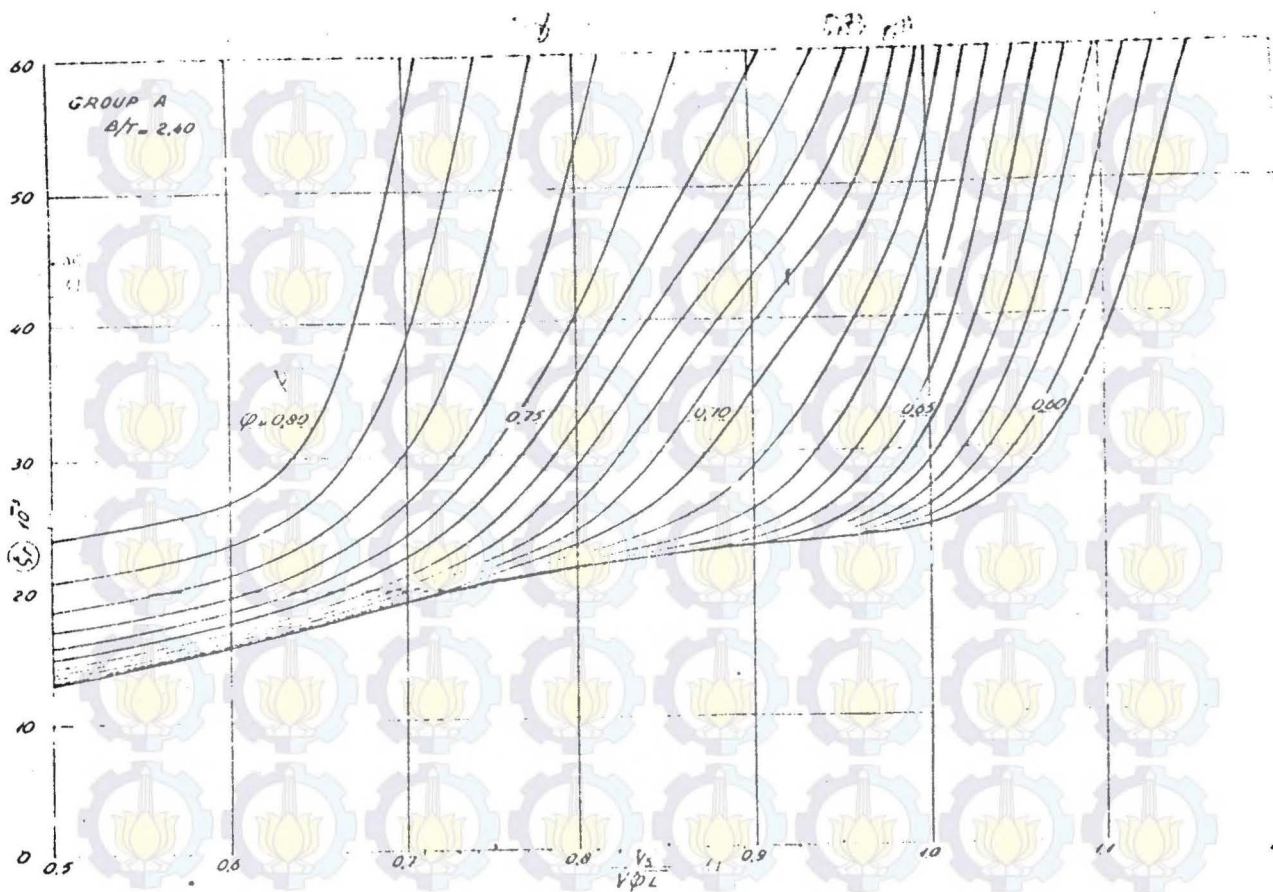


Fig. 5. Diagram for determining the specific residual resistance as a function of $\frac{V_s}{V_{\phi L}}$ and f .

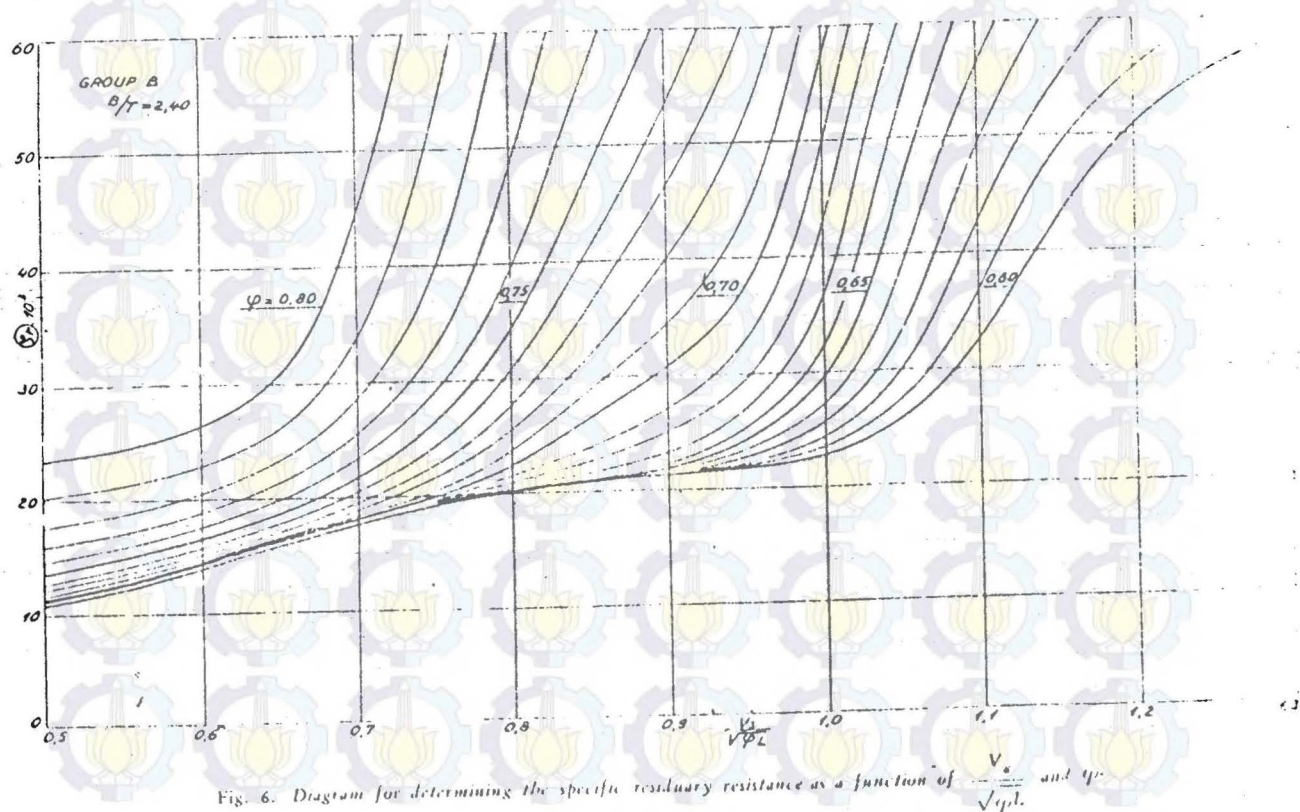


Fig. 6. Diagram for determining the specific residual resistance as a function of $\frac{V_s}{V_{\phi L}}$ and qp .

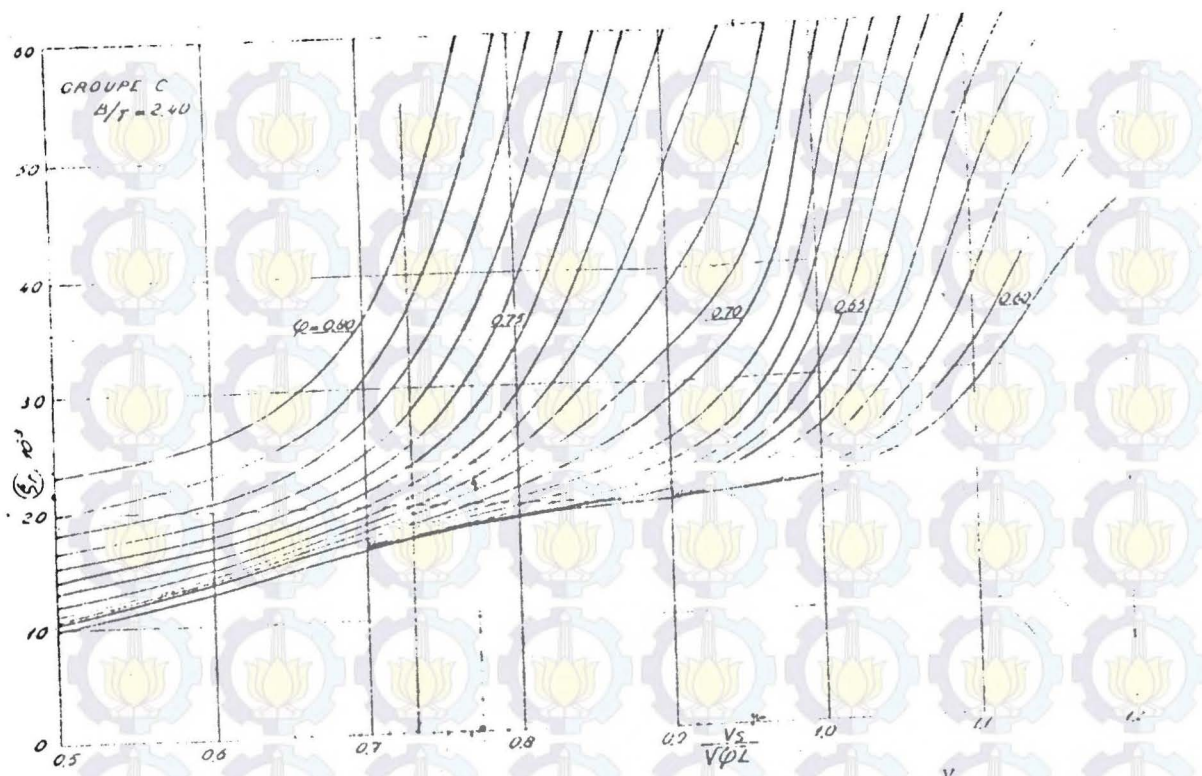


Fig. 7. Diagram for determining the specific residual resistance as a function of $\frac{V_s}{\sqrt{q} L}$ and ϕ .

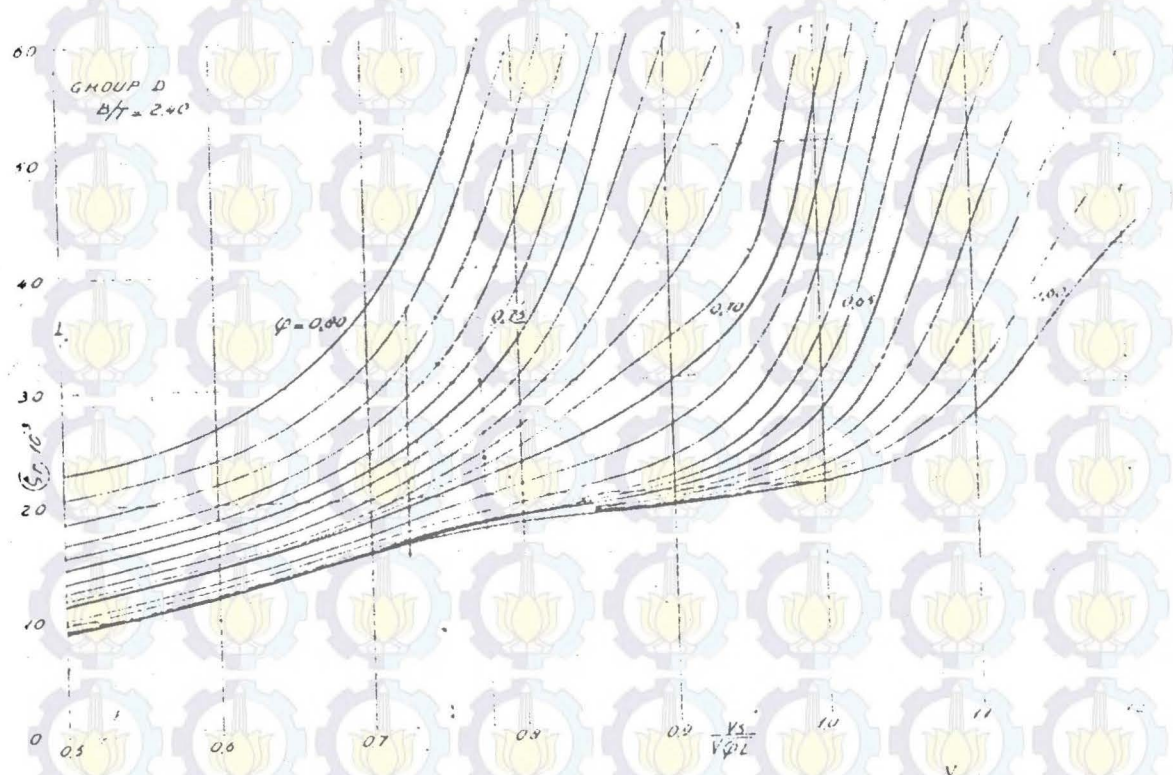


Fig. 8. Diagram for determining the specific residual resistance as a function of $\frac{V_s}{\sqrt{q} L}$ and ϕ .